

SUZLON Energy GmbH



Gestaltung und Optimierung einer steuerbaren, flexiblen Rotorblatthinterkante
zur Leistungssteuerung und Lastenminderung für Windkraftanlagen.

Design and optimization of a controllable, flexible rotor blade edge, for the
power regulation and load alleviation.

-Diplomarbeit-

Matthias Horn

Matr.-Nr. 727424

Studiengang Maschinenbau mit Vertiefungsrichtung
Erneuerbare Energien

15. Januar 2009

Erstbetreuer: Prof. Dr. Justus Lackmann

Zweitbetreuer: Dipl. Ing. Jürgen Wagner

Technische Fachhochschule Berlin
University of Applied Sciences
Luxemburger Straße 10 – 13353 Berlin

Eidesstattliche Erklärung

*Ich versichere hiermit an Eides Statt, dass ich die von mir eingereichte
Diplomarbeit selbständig verfasst und ausschließlich die angegebenen
Hilfsmittel benutzt habe.*

Berlin, den 15. Januar 2009

Unterschrift

Zusammenfassung

Die flexible Rotorblatthinterkante ist eine alternative Lösung zur Leistungssteuerung von Windkraftanlagen. Hierbei erfährt der hintere Teil des Rotorblatts eine Auslenkung durch die entsprechende Verformung der äußeren Kontur wodurch das Auftriebsverhalten variiert werden kann. Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Umsetzung eines Windkanalmodells nach diesem Prinzip. Hierfür wurden, aufbauend auf ein bestehendes Konzept, verschiedene Methoden zur Verwirklichung einer flexiblen Tragflügelhinterkante untersucht. Zusätzlich sind unterschiedliche Verfahren zur Erhöhung der Formstabilität in praktischen Versuchen getestet und auf ihre Zweckmäßigkeit hin beurteilt worden. In einer abschließenden Softwaresimulation zur Einschätzung der aerodynamischen Eigenschaften fanden eine Analyse der verschiedenen Laststellungen der flexiblen Hinterkante sowie der Vergleich ähnlicher Auslenkungen von konventionellen starren Tragflügelklappen statt.

Abstract

The flexible rotor trailing edge is an alternative solution for the power regulation of wind turbines. For that a section of the rearmost part of the rotor blade is deflected by the deformation of the contour whereby the lift characteristic can be varied. This thesis is concerned with the design and realization of an airfoil model for a windtunnel tests, according to the said concept. Starting from an existing design, different methods to realize this were investigated. Additional to that, various techniques to bring more stiffness in the system have been tried in a practical series of tests and were rated for their convenience. Concluding a Software simulation was conducted to estimate the aerodynamic characteristics of the flexible trailing edge in different deflections compared to common plain trailing edge flaps.

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung.....	1
1.1	<i>Allgemeine Einführung zu Windkraftanlagen</i>	<i>1</i>
1.1.1	Die Entwicklungsgeschichte der Windräder	1
1.1.2	Physikalische Zusammenhänge der Windenergienutzung	5
1.1.3	Widerstandsläufer.....	8
1.1.4	Auftriebsläufer	9
1.2	<i>Wirkungsweise des Stall Effekts</i>	<i>10</i>
1.3	<i>Wirkungsweise der Blattwinkelverstellung (Pitchregelung).....</i>	<i>11</i>
1.4	<i>Stand der Technik von Pitchsystemen</i>	<i>12</i>
1.5	<i>Probleme des heute gängigen Full Span Pitch und die Notwendigkeit von Alternativen</i>	<i>12</i>
1.6	<i>Smart Blade Konzept.....</i>	<i>14</i>
1.6.1	Funktionsweise des Smartblade Konzept.....	14
1.6.2	Bestehende Smart Blade Konzepte	15
1.6.3	Stand bei Suzlon im September 2008	18
2	Ziel der Arbeit	22
3	Mechanische Verstelleinheit.....	23
3.1	<i>Pneumatische Muskeln.....</i>	<i>23</i>
3.2	<i>Federführung.....</i>	<i>24</i>
3.3	<i>Anordnung der Muskel- und Federelemente.....</i>	<i>25</i>
4	Flexible Hinterkante	26
4.1	<i>Aufgabe und Anforderungen</i>	<i>26</i>
4.2	<i>Formkonzept.....</i>	<i>27</i>
5	Werkstoffvarianten der flexiblen Blatthinterkante	28
5.1	<i>Aluminiumblechkonzept</i>	<i>28</i>

5.1.1	Ermittlung der aufzubringenden Kräfte	29
5.1.2	Druckfederauslegung	30
5.1.3	Praxistest	32
5.1.4	Beurteilung des Aluminiumblechkonzepts	33
5.2	<i>Stahlblechkonzept 1</i>	34
5.2.1	Ermittlung der aufzubringenden Kräfte	35
5.2.2	Druckfederauslegung	36
5.2.3	Alternative zum Schraubenfederkonzept	38
5.2.4	Praxistest	39
5.2.5	Beurteilung des Stahlblechkonzept 1	40
5.3	<i>Stahlblechkonzept 2</i>	41
5.3.1	Ermittlung der aufzubringenden Kräfte	41
5.3.2	Praxistest	42
5.3.3	Beurteilung	43
6	FEM Analyse beanspruchter Bauteile	44
6.1	<i>Pneumatikzylinderaufhängung</i>	44
6.2	<i>Befestigung für pneumatische Muskeln</i>	46
6.3	<i>Bewegliche Befestigungsschiene der Blatthinterkante</i>	48
7	Klemmleiste zur Blechbefestigung	50
7.1	<i>Alu U-Profil</i>	50
7.2	<i>Stahlklemmleiste</i>	51
7.3	<i>Alu U-Profil mit Gewindebuchsen</i>	52
8	Stabilisierung und Formgebung der Blatthinterkante	53
8.1	<i>Innere Blechversteifung</i>	53
8.2	<i>Mitnehmer für Schaumstoffreihe/beweglicher Schaumstoffkern</i>	54
8.3	<i>Einfacher Schaumstoffkern ohne Mitnehmer</i>	58
8.4	<i>Unterschiedliche Wandstärken der Hinterkante</i>	58
8.5	<i>Beurteilung der Versuchsreihen</i>	59

9	Steuereinheit	60
9.1	<i>Aufgabe der Steuereinheit</i>	60
9.2	<i>Legende zum Pneumatikschaltplan</i>	61
9.3	<i>Schaltplan zum Pneumatikkreislauf</i>	62
9.4	<i>Legende zum Stromlaufplan</i>	63
9.5	<i>Stromlaufplan</i>	64
10	Fertigung des Modelprototypen.....	65
11	Simulation	66
11.1	<i>Verfahren.....</i>	66
11.2	<i>Vorgehensweise.....</i>	67
11.3	<i>Diagramme.....</i>	67
11.3.1	<i>Auftriebsbeiwerte in Bezug zum Anstellwinkel</i>	68
11.3.2	<i>Auftriebsbeiwerte in Bezug zum Widerstandsbeiwert.....</i>	75
11.4	<i>Ergebnis der Simulation.....</i>	78
12	Abschließende Beurteilung.....	79
12.1	<i>Resümee.....</i>	79
12.2	<i>Prognosen.....</i>	80
Anhang	83
A.1	<i>Datenblatt - Fluidic Muscle DMSP-10-.....</i>	83
A.2	<i>Datenblatt - Kompaktzylinder ADVU-32-</i>	84
A.3	<i>Datenblatt - Proportional-Druckregelventil VPPM</i>	85
A.4	<i>Datenblatt - Magnetventil CPE10</i>	87

Abbildungsverzeichnis

<i>Abb. 1: Ruinen von Windmühlen in Karasan (Afghanistan) [3]</i>	1
<i>Abb. 2: Windmühle mit vertikaler Achse [1]</i>	1
<i>Abb. 3: Holländerwind-mühle bei Potsdam</i>	2
<i>Abb. 4: Rotorblattmontage mit Nabe</i>	3
<i>Abb. 5: Größe und Leistung von in Serie gebauten Windkraftanlagen [1]</i>	4
<i>Abb. 6: Strömungsschaubild [1]</i>	5
<i>Abb. 7: Geschwindigkeit und Druck der Luftströmung [2]</i>	6
<i>Abb. 8: Winddreiecke für verschiedene Flügelschnitte [2]</i>	7
<i>Abb. 9: Widerstandsläufer</i>	8
<i>Abb. 10: Schalenkreuzanemometer [2]</i>	8
<i>Abb. 11: Luftdruck an einem Blatt [2]</i>	9
<i>Abb. 12: Auftriebsprinzip als Antriebskraft [2]</i>	9
<i>Abb. 13: Laminare Umströmung [2]</i>	10
<i>Abb. 14: Strömungsabriss bei Stallregelung [2]</i>	10
<i>Abb. 15: Umströmung bei niedriger Anströmgeschwindigkeit [2]</i>	11
<i>Abb. 16: Umströmung bei hoher Anströmgeschwindigkeit und Blattwinkelverstellung [2]</i>	11
<i>Abb. 17: Roboterrochen [6]</i>	14
<i>Abb. 18: Roboterrochen im Wasser [4]</i>	14
<i>Abb. 19: Mantarochen [5]</i>	14
<i>Abb. 20: Konturmodel im Smart Blade Prinzip</i>	15
<i>Abb. 21: Patentanmeldung aus dem Jahr 1920 [10]</i>	16
<i>Abb. 22: Patentanmeldung aus dem Jahr 1965 [11]</i>	16
<i>Abb. 23: Patentanmeldung aus dem Jahr 1999 [14]</i>	16
<i>Abb. 24: Patentanmeldung aus dem Jahr 2000 [15]</i>	17
<i>Abb. 25: Patenanmeldung aus dem Jahr 1978 [12]</i>	17
<i>Abb. 26: Patentanmeldung aus dem Jahr 1999 [13]</i>	17
<i>Abb. 27: Windkanalmodel des Flügelprofils mit starrer Hinterkante</i>	18
<i>Abb. 28: Schematische Darstellung eines ersten Modells zur Ansteuerung der flexiblen Rotorblatthinterkante</i>	19
<i>Abb. 29: 3D-Flügelmodell ohne Außenhaut</i>	20
<i>Abb. 30: Flügelvorderteil mit befestigter mechanischen Verstellvorrichtung</i>	20
<i>Abb. 31: Mechanische Verstellvorrichtung im ausgebautem Zustand</i>	21

<i>Abb. 32: Darstellung der Muskel und Federelemente</i>	21
<i>Abb. 33: Kennlinien der pneumatischen Muskeln (Festo Gebrauchsanleitung)</i>	23
<i>Abb. 34: Unbetätigter pneumatischer Muskel</i>	23
<i>Abb. 35: Betätigter pneumatischer Muskel bei der Maximalkontraktion</i>	23
<i>Abb. 36: Federführung in gespannter Position</i>	24
<i>Abb. 37: Federführung in entspannter Position</i>	24
<i>Abb. 38: Befestigungspunkt</i>	24
<i>Abb. 39: Flattereffekt</i>	26
<i>Abb. 40: 3D-Model der flexiblen Hinterkante aus Metallblech</i>	27
<i>Abb. 41: Flexible Hinterkante in den zwei Endpositionen</i>	27
<i>Abb. 42: FEM Schaubild zur Verformung der Aluminiumhinterkante</i>	29
<i>Abb. 43: Aluminiumblechkonzept in Ausgangsposition</i>	32
<i>Abb. 44: Aluminiumblechkonzept in Mittelstellung</i>	32
<i>Abb. 45: Aluminiumblechkonzept in Endposition</i>	32
<i>Abb. 46: FEM Schaubild zur Verformung der Stahlblechhinterkante 1</i>	35
<i>Abb. 47: Kompaktzylinder mit Aufhängung</i>	38
<i>Abb. 48: Kompaktzylinder im eingebautem Zustand</i>	39
<i>Abb. 49: Stahlblechkonzept 1 in Ausgangsposition</i>	39
<i>Abb. 50: Stahlblechkonzept 1 in Mittelstellung</i>	39
<i>Abb. 51: Stahlblechkonzept 1 in Endposition</i>	40
<i>Abb. 52: FEM Schaubild zur Verformung der Stahlblechhinterkante 2</i>	41
<i>Abb. 53: Stahlblechkonzept 2 in Ausgangsposition</i>	42
<i>Abb. 54: Stahlblechkonzept 2 in Mittelstellung</i>	42
<i>Abb. 55: Stahlblechkonzept 2 in Endposition</i>	43
<i>Abb. 56: Pneumatikzylinderaufhängung</i>	44
<i>Abb. 57: FEM Schaubild zur Vergleichsspannung an der Zylinderaufhängung</i>	45
<i>Abb. 58: Befestigung für pneumatische Muskeln</i>	46
<i>Abb. 59: FEM Schaubild zur Vergleichsspannung der Muskelbefestigung</i>	47
<i>Abb. 60: Befestigungsschiene der Blatthinterkante</i>	48
<i>Abb. 61: FEM Schaubild zur Vergleichsspannung der Befestigungsschiene</i>	49
<i>Abb. 62: Aluminium U-Profil mit M3 Gewinde</i>	50
<i>Abb. 63: Aluminium U-Profil im eingebautem Zustand</i>	50
<i>Abb. 64: Stahlklemmleiste mit M3 Gewinde</i>	51
<i>Abb. 65: Stahlklemmleiste im eingebautem Zustand</i>	51

<i>Abb. 66: Aluminium U-Profil mit M3 Gewindebuchse</i>	<i>52</i>
<i>Abb. 67: Aluminium U-Profil mit Gewindebuchse im eingebautem Zustand</i>	<i>52</i>
<i>Abb. 68: Aluminium U-Profil mit Gewindebuchse und Schraube</i>	<i>52</i>
<i>Abb. 69: Blechversteifung in Endposition.....</i>	<i>53</i>
<i>Abb. 70: Blechversteifung im Ausgangszustand</i>	<i>53</i>
<i>Abb. 71: Verstelleinheit mit beweglichem Schaumstoffkern</i>	<i>54</i>
<i>Abb. 72: Schaumstoffreihe in Ausgangsstellung</i>	<i>55</i>
<i>Abb. 73: Schaumstoffreihe in Endposition.....</i>	<i>55</i>
<i>Abb. 74: Führungsschiene in Ausgangsstellung</i>	<i>55</i>
<i>Abb. 75: Führungsschiene in Endposition</i>	<i>55</i>
<i>Abb. 76: Mitnehmer in Ausgangsstellung</i>	<i>56</i>
<i>Abb. 77: Mitnehmer in Endposition</i>	<i>56</i>
<i>Abb. 78: Mitnehmer in Ausgangsstellung</i>	<i>56</i>
<i>Abb. 79: Mitnehmer in Endposition</i>	<i>56</i>
<i>Abb. 80: Schaumstoffkern Probe A, Ausgangsstellung</i>	<i>57</i>
<i>Abb. 81: Schaumstoffkern Probe A, Endposition.....</i>	<i>57</i>
<i>Abb. 82: Schaumstoffkern Probe B, Ausgangsstellung</i>	<i>57</i>
<i>Abb. 83: Schaumstoffkern Probe B, Endposition.....</i>	<i>57</i>
<i>Abb. 84: Schaumstoffkern ohne Mitnehmer in Ausgangsstellung.....</i>	<i>58</i>
<i>Abb. 85: Schaumstoffkern ohne Mitnehmer in Endposition.....</i>	<i>58</i>
<i>Abb. 86: Hinterkante mit unterschiedlichen Wandstärken in Endposition.....</i>	<i>59</i>
<i>Abb. 87: Hinterkante mit unterschiedlichen Wandstärken</i>	<i>59</i>
<i>Abb. 88: Steuereinheit</i>	<i>60</i>
<i>Abb. 89: Druckluftanschlüsse</i>	<i>60</i>
<i>Abb. 90: Flexible Hinterkante in verschiedenen Stellungen.....</i>	<i>60</i>
<i>Abb. 91: Pneumatikschaltplan der Steuereinheit.....</i>	<i>62</i>
<i>Abb. 92: Steckerbelegung des Druckregelventils.....</i>	<i>62</i>
<i>Abb. 93: Stromlaufplan der Steuereinheit.....</i>	<i>64</i>
<i>Abb. 94: Führungsschiene n bei der Herstellung</i>	<i>65</i>
<i>Abb. 95: Führungsschienen.....</i>	<i>65</i>
<i>Abb. 96: Drehvorgang bei Gewindebuchsenherstellung</i>	<i>65</i>
<i>Abb. 97: Elektrische Schnittstelle.....</i>	<i>65</i>
<i>Abb. 98: Darstellung der Grenzschichtablösung am Ausgangsprofil.....</i>	<i>66</i>
<i>Abb. 99: Darstellung der Druckverteilung am Ausgangsprofil</i>	<i>66</i>

<i>Abb. 100: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofilen.....</i>	<i>68</i>
<i>Abb. 101: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Stahl, Pos. 2.....</i>	<i>68</i>
<i>Abb. 102: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Alu., Pos. 2.....</i>	<i>68</i>
<i>Abb. 103: Flügelprofil mit starrer Klappe und -10° Anstellwinkel.....</i>	<i>68</i>
<i>Abb. 104: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofilen.....</i>	<i>69</i>
<i>Abb. 105: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Stahl, Pos. 3.....</i>	<i>69</i>
<i>Abb. 106: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Alu., Pos. 3.....</i>	<i>69</i>
<i>Abb. 107: Flügelprofil mit starrer Klappe und -20° Anstellwinkel.....</i>	<i>69</i>
<i>Abb. 108: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile.....</i>	<i>70</i>
<i>Abb. 109: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Stahl, Pos. 4.....</i>	<i>70</i>
<i>Abb. 110: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Alu., Pos.4.....</i>	<i>70</i>
<i>Abb. 111: Flügelprofil mit starrer Klappe und -25° Anstellwinkel.....</i>	<i>70</i>
<i>Abb. 112: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile.....</i>	<i>71</i>
<i>Abb. 113: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Stahl, Pos. 6.....</i>	<i>71</i>
<i>Abb. 114: Flügelprofil mit starrer Klappe und 5° Anstellwinkel.....</i>	<i>71</i>
<i>Abb. 115: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile.....</i>	<i>72</i>
<i>Abb. 118: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile.....</i>	<i>73</i>
<i>Abb. 121: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit flexibler Hinterkante</i>	<i>74</i>
<i>Abb. 122: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit flexibler Hinterkante</i>	<i>74</i>
<i>Abb. 123: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit starrer Klappe</i>	<i>75</i>
<i>Abb. 124: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit flexibler Hinterkante in Abhängigkeit zum Widerstandsbeiwert</i>	<i>75</i>
<i>Abb. 125: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit flexibler Hinterkante in Abhängigkeit zum Widerstandsbeiwert</i>	<i>76</i>
<i>Abb. 126: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit starrer Klappe in Abhängigkeit zum Widerstandsbeiwert</i>	<i>76</i>
<i>Abb. 127: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit starrer Klappe in Abhängigkeit zum Widerstandsbeiwert</i>	<i>77</i>
<i>Abb. 128: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit starrer Klappe in Abhängigkeit zum Widerstandsbeiwert</i>	<i>77</i>

Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 1: Aluminiumkennwerte.....</i>	<i>28</i>
<i>Tabelle 2: Ergebnisübersicht zur FEM Analyse der Aluminiumblechhinterkante</i>	<i>29</i>
<i>Tabelle 3: Stahlkennwerte.....</i>	<i>34</i>
<i>Tabelle 4: Ergebnisübersicht zur FEM Analyse der Stahlblechhinterkante, Konzept 1.....</i>	<i>35</i>
<i>Tabelle 5: Ergebnisübersicht zur FEM Analyse der Stahlblechhinterkante, Konzept 2.....</i>	<i>42</i>
<i>Tabelle 6: Ergebnisübersicht zur FEM Analyse der Pneumatikzylinderaufhängung.....</i>	<i>45</i>
<i>Tabelle 7: Ergebnisübersicht der FEM Analyse der Befestigung für pneumatische Muskeln.</i>	<i>47</i>
<i>Tabelle 8: Ergebnisübersicht zur FEM Analyse der beweglichen Befestigungsschiene</i>	<i>49</i>

Nomenklatur

Strömungstechnische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
A	[N]	Auftriebskraft
α_A	[°]	Anströmwinkel
cp	[-]	Widerstandsbeiwert
$c_{p_{\text{Betz}}}$	[-]	Leistungsbeiwert nach Betz
cw	[-]	Widerstandsbeiwert
E	[E _{Kin}]	kinetische Energie
ϵ	[-]	Gleitzahl
f_A	[m ²]	Fläche aus Flügeltiefe und Breite
f_W	[m ²]	projizierte Fläche senkrecht zur Anströmung
m	[kg]	Luftmasse
P_0	[N/m ²]	Atmosphärendruck
P_{Betz}	[N/m ²]	theoretische max. Leistungsentnahme
P_{Wind}	[N/m ²]	potentielle Windleistung
R	[N]	resultierende Kraft am Tragflügel
ρ	[kg/m ³]	Dichte
W	[N]	Widerstandskraft
Ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit der Nabe

Symbole zur Federberechnung

d	[mm]	Drahtdurchmesser
d_{max}	[mm]	Drahtdurchmesser
D	[mm]	mittlerer Windungsdurchmesser
D_e	[mm]	Außendurchmesser
es	[mm]	oberes Grenzabmaß des Drahtdurchmessers
F_{Alu}	[N]	Federkraft für die Aluminiumhinterkante
$F_{\text{Stahl 1}}$	[N]	aufzubr. Federkraft für die Stahlhinterkante 1
$F_{\text{Stahl 2}}$	[N]	aufzubr. Federkraft für die Stahlhinterkante 2
$F_{\text{Feder, ist}}$	[N]	tatsächlich vorhandene Federkraft
G	[N/mm ²]	Schubmodul

Symbol	Einheit	Bezeichnung
k_1	[-]	Hilfsgröße zur Drahtsorte und Durchmesser
L_0	[mm]	Blocklänge
L_c	[mm]	kleinste zulässige Blocklänge
L_n	[mm]	kleinste zulässige Federlänge
n	[-]	Gesamtwindungszahl
n_t	[-]	Gesamtwindungszahl
$n^`$	[-]	Anzahl der wirksamen Windungen
R	[N/mm]	Federrate
R_{ist}	[N/mm]	tatsächliche Federrate
S	[mm]	Federweg
S_a	[-]	Summe der Mindestabstände
$\tau_{vorh.}$	[N/mm ²]	vorhandene Schubspannung
$\tau_{zul.}$	[N/mm ²]	zulässige Schubspannung
u	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit des Rotors

1 Einführung

1.1 Allgemeine Einführung zu Windkraftanlagen

1.1.1 Die Entwicklungsgeschichte der Windräder

Die Idee Windenergie technisch nutzbar zu machen, gibt es sehr lange. In der Schifffahrt schon seit ca. 4000 Jahren. Die erste urkundliche Belegung der Nutzung auch an Land, stammt aus dem 7. Jh. n. Chr. und zwar aus Afghanistan [1]. Die ersten Windmühlen hatten eine vertikale Drehachse, an denen geflochtene Stoffmatten befestigt wurden. Damit sich die vom Winddruck erzeugten Drehmomente auf beiden Seiten des Rades nicht gegenseitig aufheben konnten, wurde einfach eine Hälfte abgedeckt. Der Wind umströmte so nur einen Teil des Rades. Diese Art der Windmühlen benutzte man um Mehl zu malen oder Wasser zu fördern. Später (1000 n. Chr.) begann man in China die Segel bzw. Flächen des Windrades so zu formen, dass sie beim Rotieren um die vertikale Achse im Wechsel von 180° einen hohen bzw. geringen Luftwiderstand hatten [1]. Nach diesem Prinzip funktionieren Schalenkreuzanemometer heute noch immer.



Abb. 1: Ruinen von Windmühlen in Karasan (Afghanistan) [3]

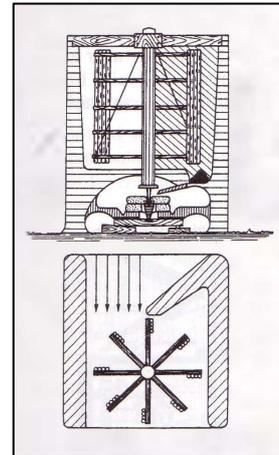


Abb. 2: Windmühle mit vertikaler Achse [1]

Bedeutender wurden allerdings die Windkraftanlagen mit horizontaler Achse, deren Geschichte sich bis ins 12. Jahrhundert zurückverfolgen lässt und die in Europa weit verbreitet war. Im Prinzip handelt es sich dabei um die klassische Windmühle, deren Rotor frontal vom Wind angeblasen wird und in der Regel aus vier Blättern besteht. Als treibende Kraft gilt hier nicht der Luftwiderstand sondern die Auftriebskraft (hierzu mehr in Kapitel

1.1.3). Bei den ältesten Windmühlen dieser Bauart war der Rotor fest montiert. Kam der Wind aus einer anderen Richtung, funktionierten sie nicht. Im Mittelalter begann man dann, die ganze Mühle drehbar zu machen, indem sie auf einen hölzernen Bock oder einen gemauertes Fundament gesetzt wurde. Die sogenannte Bockwindmühle wurde ebenfalls hauptsächlich als Kornmühle und zum Pumpen von Wasser benutzt. Eine weitere Mühlenbauform, die überwiegend in Südeuropa verbreitet war, ist die Turmwindmühle. Ihr charakteristisches Merkmal war der zylindrisch gemauerte Turm auf dem ein Dach aus Stroh bzw. später auch eine Drehbare Dachhaube aus Holz montiert war. Als



Abb. 3: Holländerwindmühle bei Potsdam

später auch eine Drehbare Dachhaube aus Holz montiert war. Als Rotor wurden entweder Stoffsegel, oder vierblättrige Holzrotoren verwendet. Eine direkte Weiterentwicklung der Turmwindmühle, ist die Holländerwindmühle, deren Hauptmerkmal die drehbare Dachhaube ist. Die Windenergienutzung hatte bereits im 17. und 18 Jh. eine Blütezeit in den Niederlanden. Dort wurden mehrere 10.000 Holländerwindmühlen gebaut und zur Entwässerung von deichnahen Gebieten sowie zum Kornmahlen genutzt [1]. Zu dieser Zeit war eine Betreuung der Anlagen z.B. durch den Müller notwendig. Dessen Aufgabe war es, neben dem Mahlen, die optimale Ausrichtung des Flügelrades zum Wind zu sichern und bei Sturm rechtzeitig die Mühle abzubremsen. War die Drehzahl der Flügelwelle bereits zu hoch, konnte es durch zu große Reibungswärme, die beim Abbremsen entstand zu einem Brand kommen. Eine der akutesten Gefahren beim Betrieb von Windmühlen war damals schon, genau wie heute, der Betrieb bei zu hoher Drehzahl. Eine dementsprechend große Erleichterung waren Jalousienflügel, die ab dem 17. Jh. ihren Einsatz fanden [1]. Auch bei Sturm war es möglich die Mühle abzubremsen. Hierzu konnten die Jalousien vollständig geöffnet werden, sodass der Flügel dem Wind kaum mehr eine Angriffsfläche bot. Ein entfernter Vorfahre moderner Pitchsysteme. Mitte des 19. Jh. wurde in Amerika die Westernmill entwickelt. Kennzeichnende Merkmale dieser Mühlenbauform sind der Gitterturm aus Stahl, sowie die mit ca. 20 relativ hohe Anzahl der Flügelblätter [1]. Hauptsächlich wurden diese zur Trinkwasserförderung und zur Wasserversorgung für Eisenbahnen genutzt. Die Westernmill war die erste Mühle, die eine automatische Windnachführung und Sturmsicherung hatte, was durch ein System von Windfahnen geregelt wurde. Dadurch konnten diese Anlagen völlig autonom auf riesigen Landflächen zur Bewässerung eingesetzt werden.

Im 19. Jh. begann ebenfalls der Siegeszug der Dampfmaschine. Bis dahin waren Wind- und Wasserräder im Prinzip die einzigen Energiequellen um mechanische Arbeit zu verrichten. Der Wechsel vollzog sich aber keineswegs schnell. Im Jahr 1895 waren noch mehr als die Hälfte der Aggregate durch Wind bzw. Wasser angetrieben [1]. Die Fortschritte der Luftfahrt, die maßgeblich durch den ersten Weltkrieg vorangetrieben wurden, kamen auch dem Windturbinenbau zugute. Der deutsche Physiker Albert Betz setzte mit seinen Veröffentlichungen einen maßgeblichen Meilenstein für die Windkraft. Erst die von ihm erarbeiteten Grundlagen ermöglichten die Forschung und den Bau



Abb. 4: Rotorblattmontage mit Nabe

moderner Windkraftanlagen. Nach einigen Rückschlägen in der Forschung auf diesem Gebiet, die durch den zweiten Weltkrieg begründet waren, wuchs in Europa wieder das Interesse an der Windenergie. Die Vereinigung „Organisation for European Economic Cooperation“ (OEEC), setzte sich von Experten aus England, Dänemark, Deutschland und Frankreich zusammen, deren Aufgabe der Erfahrungsaustausch im Windturbinenbau war. Der dänische „Windelektriker“ Johannes Juul war maßgeblich beteiligt an dem Bau der sogenannten Gedser-Anlage. Sie hatte eine Leistung von 200 kW, einen Rotordurchmesser von 24 m und eine passive Leistungsbegrenzung. Der einfach konstruierte Rotor aus Sperrholz war so angebracht, dass bei Starkwind die Strömung abriss. Die am Blattende befestigten, fliehkraftgesteuerten Bremspaddel agierten nur bei Netzausfall. Die Anlage lief bis 1967 [1]. Wieder einmal machte die Wirtschaftlichkeit der Windkraftnutzung einen Strich durch die Rechnung, denn Anfang der 60er Jahre sank der Ölpreis durch Förderung im vorderen Orient. Erst als in den 70ern gleich zwei Ölkrise stattfanden, kam die Windenergie zurück ins Bewusstsein. Mit staatlicher Förderung wurde unter anderem in Deutschland, Schweden und den USA die Entwicklung von großen Windkraftanlagen vorangetrieben. Jedoch scheiterten fast alle Projekte aufgrund von technischen Problemen und schlechter Wirtschaftlichkeit. Einzige Ausnahmen waren die WTS-3 der schwedischen Firma Karlskronavarvet, die über 20.000 Betriebsstunden ins Netz speiste und die Tvind-Anlage [1]. Diese wurde auf die Ausschreibung hin, die größte Windkraftanlage der Welt zuzubauen, von fachfremden Amateuren entwickelt und war auch tatsächlich zu der Zeit die größte in Betrieb befindliche Anlage mit einer Leistung von 2000 kW und einem Rotordurchmesser von 54 m [1]. Anfang der 80er etablierten sich kleine dänische Landmaschinenhersteller wie Vestas, Bonus oder Nordtank, die auch heute noch maßgeblich die Windenergiebranche prägen, in der heute

Serienmodelle mit Rotordurchmesser von 80 m bis 100 m schon lange keine Seltenheit mehr sind [1].

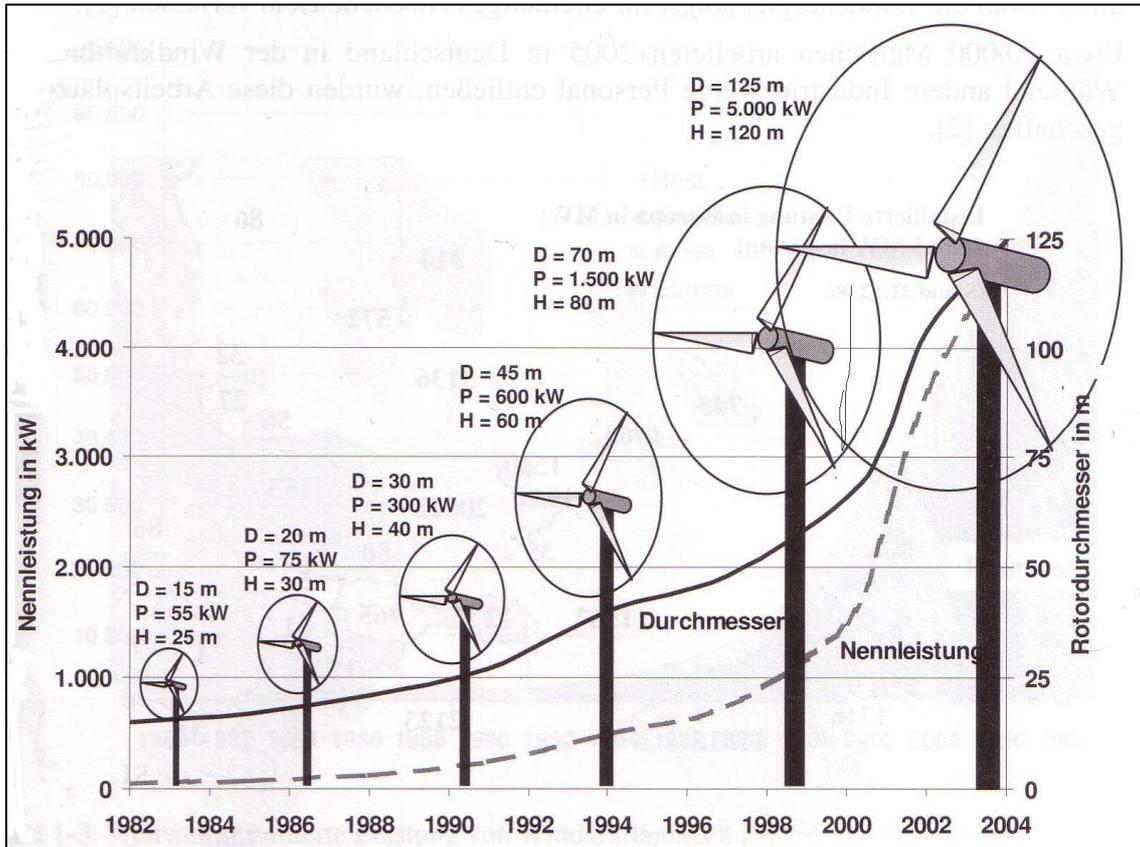


Abb. 5: Größe und Leistung von in Serie gebauten Windkraftanlagen [1]

1.1.2 Physikalische Zusammenhänge der Windenergienutzung

Eine Windkraftanlage wandelt durch Abbremsen der Luftmassen die kinetische Energie des Windes um zu mechanischer Energie in Form von Rotation. Anschließend wird diese mit Hilfe eines Generators in elektrische Energie gewandelt. Die potentielle Leistung, die im Wind steckt, ergibt sich aus der Geschwindigkeit v und der durchströmten Fläche A , welche die Rotorfläche darstellt [1].

$$P_{\text{Wind}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3$$

Die dritte Potenz der Windgeschwindigkeit ergibt sich aus der kinetischen Energie der Luftmasse, die in einer bestimmten Zeit die Fläche A durchströmt. Allgemein gilt:

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad \dot{m} = A\rho v$$

Daraus ergibt sich:

$$P_{\text{Wind}} = \dot{E} = \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3$$

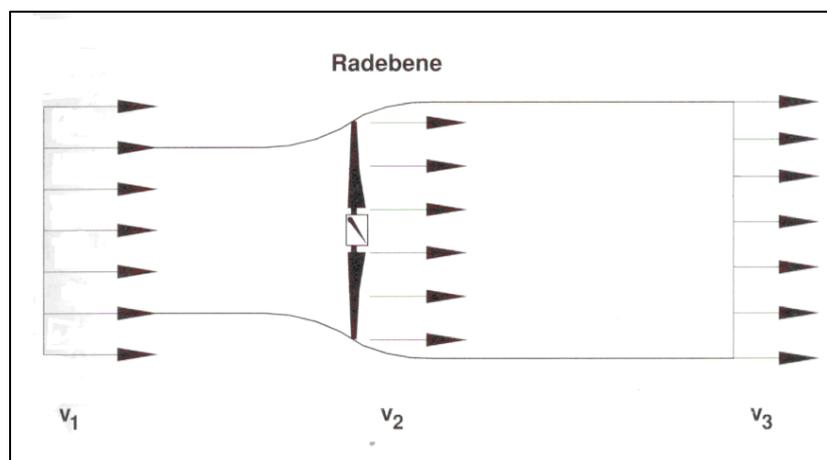


Abb. 6: Strömungsschaubild [1]

Die Energie die im Wind steckt kann allerdings durch ein Windrad nicht vollständig entzogen werden, denn das würde bedeuten, dass hinter den angeströmten Rotorblättern die Windgeschwindigkeit $v_3 = 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ sein müsste und die abgebremste Luftmasse den Weg für die Nachströmende versperren würde. Wird die Luft gar nicht abgebremst, wäre die Geschwindigkeit vor der Rotorfläche genauso groß wie dahinter ($v_1 = v_3$). In dem Fall würde

dem Wind gar keine Leistung entzogen werden. A. Betz und F.W. Laschester haben beinahe zeitgleich zwischen 1922 und 1925 die theoretisch maximale Leistungsausbeute der Windgeschwindigkeit belegt. Diese ergibt sich wenn die Windgeschwindigkeit v_1 auf ein Drittel abgebremst wird $\left(v_3 = \frac{1}{3} \cdot v_1\right)$ [1].

Die Geschwindigkeit in der Radebene beträgt dann $v_2 = \frac{2}{3} \cdot v_1$. Nach Betz beträgt die theoretisch maximale Leistungsentnahme:

$$P_{\text{Betz}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \cdot c_{P,\text{Betz}}$$

Der Leistungsbeiwert $c_{P,\text{Betz}}$ beträgt $\frac{16}{27} \hat{=} 0,59$ [8]. Demnach lässt sich also selbst bei der Annahme einer verlustfreien Leistungsentnahme nur 59% der Windleistung nutzen. Üblicherweise sind die Leistungsbeiwerte c_p geringer. Bei Widerstandsläufern liegt der c_p -Wert unter 0,2. Hingegen können Auftriebsläufer einen Beiwert von bis zu $c_p = 0,5$ besitzen. Abbildung 7 zeigt den Druckverlauf im Verhältnis zu den vorherrschenden Luftgeschwindigkeiten [8].

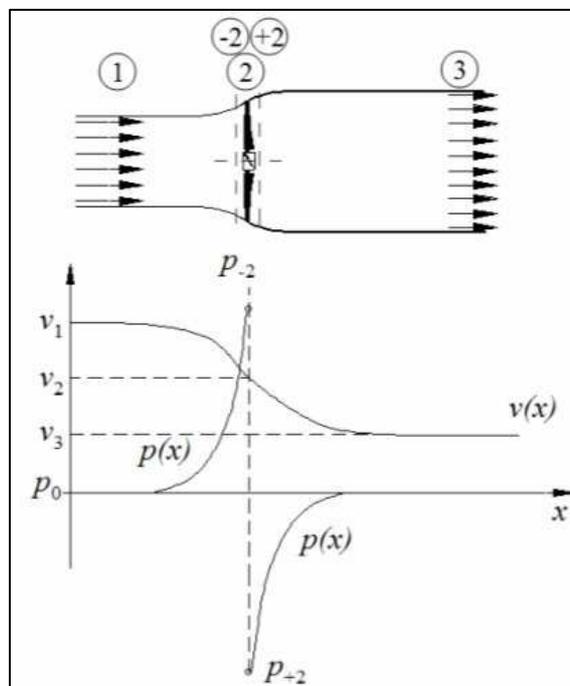


Abb. 7: Geschwindigkeit und Druck der Luftströmung [2]

Vor der Windkraftanlage weht der Wind mit der Geschwindigkeit v_1 und dem Atmosphärendruck p_0 mit ca. 1,0133 bar. Die Windkraftanlage beeinflusst den Wind schon

kurz vor dem Rotor. Dort nimmt der Druck schnell zu und die Luftgeschwindigkeit leicht ab. Erklären lässt sich das durch den Stau effekt. Unmittelbar vor dem Rotor erreicht der Druck sein Maximum von p_{-2} und sinkt kurz dahinter rapide auf einen Druck von p_{+2} . Diese enorme Druckdifferenz geht einher mit der Umwandlung von kinetischer Energie des Windes in die Rotationsbewegung der Rotorblätter. Dahinter steigt der Luftdruck wieder auf den Atmosphärendruck an und die Geschwindigkeit sinkt auf v_3 ab. Diese Erkenntnisse sind von Bedeutung wenn mehrere Anlagen hintereinander aufgestellt werden um Abschattung untereinander zu vermeiden. Die Einflüsse der Windkraftanlagen untereinander werden als Windparkeffekt bezeichnet [2].

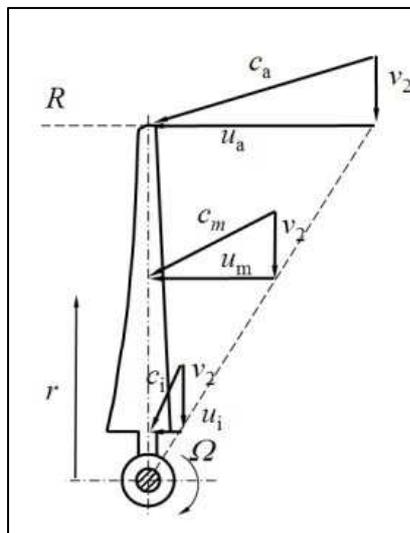


Abb. 8: Winddreiecke für verschiedene Flügelschnitte [2]

Die Anströmgeschwindigkeit nimmt mit der Rotordrehzahl und dem Abstand zur Drehachse zu und ist nicht mit der Windgeschwindigkeit zu verwechseln. Über die Gesamtlänge eines Rotorblatts lassen sich an jedem Punkt sogenannte Winddreiecke darstellen, die sich aus drei Geschwindigkeitsvektoren zusammensetzen. Diese sind die Windgeschwindigkeit in der Rotorebene v_2 , die vereinfacht dargestellt über die Länge des Rotors immer den gleichen Wert hat, sowie aus der Umfangsgeschwindigkeit u , die sich aus der Drehbewegung ergibt und die daraus durch Vektoraddition resultierende Anströmgeschwindigkeit c [2].

1.1.3 Widerstandsläufer

Es gibt zwei verschiedene Methoden um die kinetische Energie des Windes in mechanische Energie umzuwandeln. Das Prinzip des Widerstandsläufers nutzt die Kraft, die entsteht, sobald der Wind mit einer Geschwindigkeit v senkrecht gegen eine Fläche f drückt. Die daraus resultierende Kraft, ist die Widerstandskraft W . Diese ist proportional zur Angriffsfläche, Luftdichte und zum Quadrat der Windgeschwindigkeit.

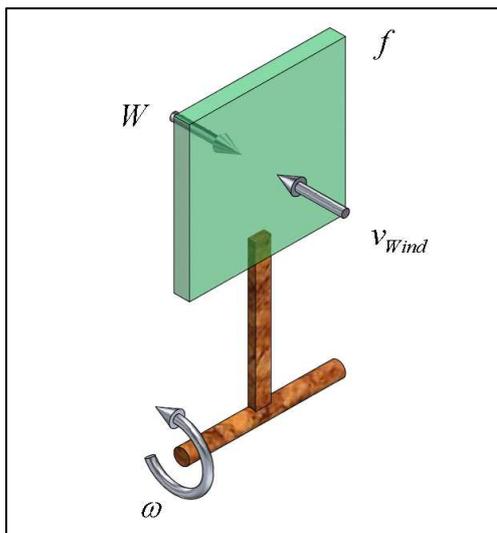


Abb. 9: Widerstandsläufer



Abb. 10: Schalenkreuzanemometer [2]

$$W = c_w \cdot \frac{\rho}{2} \cdot f_w \cdot v^2$$

Das lässt sich auch für sämtliche Umströmte Körper anwenden, wobei die Fläche immer die projizierte Fläche darstellt, die quer zum Wind gerichtet ist. Der Widerstandsbeiwert beschreibt die aerodynamische Beschaffenheit eines Körpers und ist kleiner, je niedriger der Luftwiderstand ist. Widerstandsbeiwerte lassen sich nur durch praktische Versuche, z.B. in einem Windkanal ermitteln. Eine umströmte Kugel z.B. hat einen Widerstandsbeiwert von 0,45. Bei einer frontal angeströmten, flachen Wand hingegen beträgt der c_w -Wert 1,1 [2].

Das Schalenkreuzanemometer ist ein Beispiel für das Prinzip des Widerstandsläufers, welches die häufigste Methode zur Messung von Windgeschwindigkeiten auf Windkraftanlagen oder auch Wetterstationen darstellt.

1.1.4 Auftriebsläufer

Umströmte Körper wie z.B. das Profil eines Tragflügels, haben nicht nur die Widerstandskraft als resultierende Komponente, die der Windrichtung entgegenwirkt, sondern noch eine weitere, nämlich die Auftriebskraft. Tragflügel sind Plattenförmige, ebene oder gekrümmte, meist stromlinienförmig verkleidete schlanke Körper, bei deren Umströmung in erster Linie dynamische Auftriebskräfte senkrecht zur Strömungsrichtung erzeugt werden sollen [27]. Diese ergeben sich aus der Zirkulation, die die unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten an der Profilober- und Profilunterseite erklärt. Die unterschiedlichen Geschwindigkeiten der vorbeiströmenden Luft verursachen die daraus resultierenden, unterschiedlichen Druckverhältnisse.

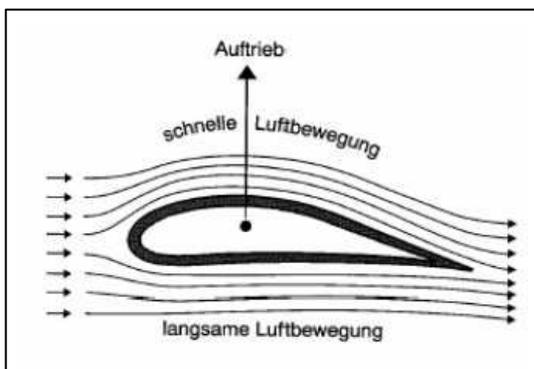


Abb. 12: Auftriebsprinzip als Antriebskraft [2]

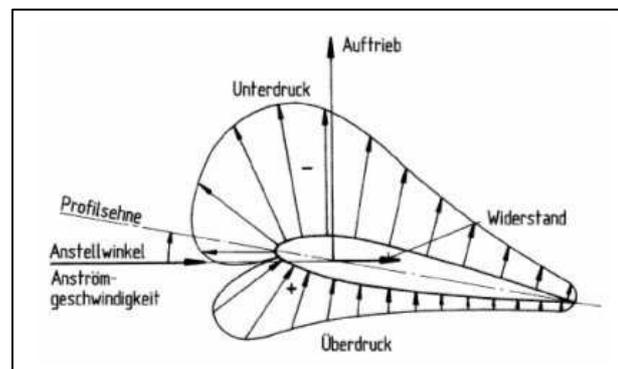


Abb. 11: Luftdruck an einem Blatt [2]

$$A = c_a \cdot \frac{\rho}{2} \cdot f_A \cdot v^2$$

Die Fläche f , setzt sich aus der Flügeltiefe t und der umströmten Flügelbreite b zusammen.

$$f_A = t \cdot b$$

Der Auftriebsbeiwert c_a , ist abhängig vom Anstellwinkel α . Durch die Veränderung des Anstellwinkels kann die Auftriebskraft demnach variiert bzw. an den Luftstrom angepasst werden. Wie alle umströmten Körper hat auch das Tragflügelmodell eine Widerstandskraftkomponente. Diese ist aber 20 bis 100-mal kleiner als die Auftriebskraft. Das Verhältnis des Auftriebsbeiwerts und dem Widerstandsbeiwert wird Gleitzahl genannt und gibt Auskunft über den Wirkungsgrad des Blattprofils [2].

$$\varepsilon = \frac{c_a}{c_w}$$

Die Gleitzahl ε ist daraus resultierend ebenfalls vom Anstellwinkel α abhängig. Je größer ε , desto höher ist der Wirkungsgrad.

1.2 Wirkungsweise des Stall Effekts

Die Nutzung des Stall Effekts ist die einfachste und älteste Methode zur Regelung von Windkraftanlagen. Zum ersten Mal fand sie ihre Anwendung bei der Gedser-Anlage im Jahr 1957 (siehe Kapitel 1.1) [2].

Die Anströmverhältnisse verändern sich mit der Windgeschwindigkeit (siehe Abb. 13 und 14). Ab einer Anströmgeschwindigkeit von ca. 14 m/s beginnt sich die laminare Umströmung des Tragflügels zu lösen und Turbulenzen entstehen. Dieser Effekt verstärkt sich mit zunehmender Windgeschwindigkeit und hält die Anlage in ihrem Nennleistungsbereich.

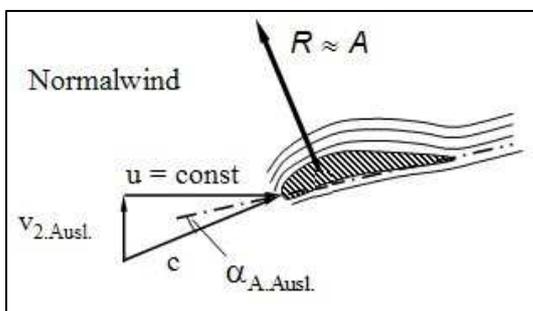


Abb. 13: Laminare Umströmung [2]

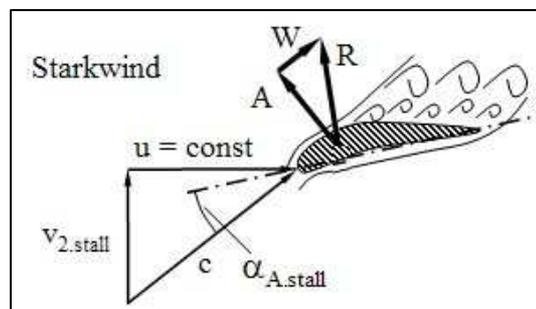


Abb. 14: Strömungsabriss bei Stallregelung [2]

Ein Bremssystem, verhindert ab einer Windgeschwindigkeit von ca. 25 m/s das Überdrehen der Anlage. Dies können z.B. Bremsklappen sein, die an der Blattspitze angebracht sind und bei Bedarf ausgefahren bzw. verdreht werden. Um eine Sicherung im Notfall zu gewährleisten und um aufwendige Regelungstechnik zu vermeiden, sind diese Bremssysteme meistens fliehkraftgesteuert [2].

1.3 Wirkungsweise der Blattwinkelverstellung (Pitchregelung)

Rotorblattverstellungen sind feste Bestandteile moderner Windenergieanlagen und gewährleisten eine optimale Leistungsregelung während des gesamten Betriebs. Eine Leistungsbegrenzung bei hohen Windgeschwindigkeiten ist für alle Windenergieanlagen erforderlich, um eine Überlastung der Anlage zu vermeiden. Ein niedriger Anstellwinkel ergibt eine niedrige Auftriebskraft und folglich eine niedrigere Leistung. Mit diesem Prinzip wird die Leistung durch die Verdrehung der Blätter reguliert und dadurch der Anstellwinkel an die Windgeschwindigkeit angepasst.

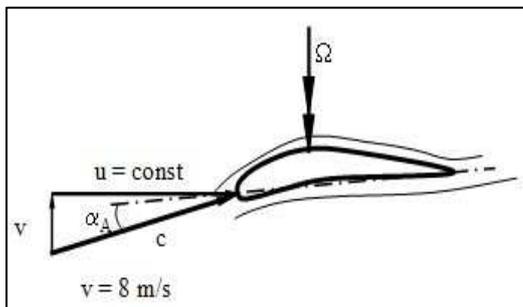


Abb. 15: Umströmung bei niedriger Anströmgeschwindigkeit [2]

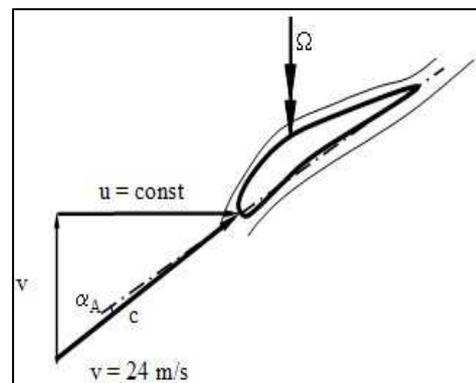


Abb. 16: Umströmung bei hoher Anströmgeschwindigkeit und Blattwinkelverstellung [2]

Die verstellbaren Rotorblätter stehen bei schwachem Wind in voller Breite zur Strömung, während sich bei zunehmendem Wind der Einstellwinkel reduzieren lässt. Hierbei werden in der Regel Stellbereiche mit einer Größe von 20° bis 25° verwendet [7]. Durch diese Verstellmöglichkeit kann ein optimaler Betriebswinkel bei starkem und ebenso bei schwachem Wind genutzt werden. Die sekundäre Aufgabe des Pitchsystems besteht darin, den Rotor zum Stillstand zu bringen. Hierzu werden die Rotorblätter bis in die sogenannte Fahnenstellung (Position in Richtung des Windes) gedreht, in der kein Drehmoment mehr erzeugt wird. Hierzu ist ein Stellbereich von ungefähr 90° erforderlich [7].

1.4 Stand der Technik von Pitchsystemen

Wie in Kapitel 1.3 erwähnt, besteht die größte Gefährdung einer Windkraftanlage in der Überdrehzahl des Rotors. Eine Rotorüberdrehzahl führt zu erhöhter Durchbiegung und erhöhten Fliehkräften an den Rotorblättern sowie zu hohen Lasten auf die Gesamtanlage. Im Extremfall kann eine Rotorüberdrehzahl zu einer Kollision von Rotorblatt und Turm führen, was ein Totalschaden der Anlage bedeuten kann. Dies erklärt, warum Sicherheitssysteme gegen diesen Betriebsfall entwickelt und zertifiziert werden müssen. Heutige Megawattanlagen werden fast ausschließlich über verstellbare Rotorblätter geregelt und im Notfall gebremst (Full Span Pitch). Hierbei wird das gesamte Rotorblatt um seine Achse verdreht. Die drei Rotorblätter gelten dabei in der Regel als unabhängige Bremssysteme, welche auch bei einem Netzausfall funktionieren müssen. Daher muss ein Energiespeicher vorhanden sein, der bei einem Ausfall der Netzenergie in der Lage ist das Bremssystem sofort zu aktivieren und die Anlage in einen sicheren Drehzahlbereich oder gegebenenfalls zum Stillstand zu bringen. Pitchverstellsysteme werden heute hydraulisch oder elektromechanisch betrieben. Im Folgenden wird nur auf die sich heute vornehmlich eingesetzten elektromechanischen eingegangen. Ein elektromechanisches Pitchsystem einer Windenergieanlage setzt sich aus folgenden vier Hauptkomponenten zusammen: dem Blattlager mit Verzahnung, dem Antriebsmotor mit Getriebe und der Motorregelung. Zur Absicherung gegen Netzausfall ist ein Batteriesatz, der ebenfalls in der Rotornabe angeordnet ist unterzubringen. Bei einer Anlage mit drei Rotorblättern, wie sie heute üblich sind, müssen diese Elemente dreifach vorhanden sein. Durch die ständig wachsende Größe der Windenergieanlagen und den Einsatz immer komplexerer Regelungssysteme sind die Anforderungen an die Auslegung und Dimensionierung von Pitchsystemen in den letzten Jahren stetig gestiegen. Das schafft Raum und Bedarf für Alternativen, ohne die eine Weiterentwicklung auf Dauer nicht möglich wäre.

1.5 Probleme des heute gängigen Full Span Pitch und die Notwendigkeit von Alternativen

Der Trend in der Windkraftanlagenentwicklung geht zu immer größeren Anlagen. Rotordurchmesser von 120 m und Nennleistungen von 6 MW sind schon erreicht. Die heute übliche Pitchregelung stößt dabei an ihre Grenzen. Die Anforderungen an die Regelung solcher großer Anlagen sind wesentlich höher als an die von kleineren Anlagen. Multi-

Megawattanlagen erreichen heute Maschinensatzgewichte von mehr als 500 t. Hier stößt man an logistische Grenzen (Transport- und Krankkapazitäten). Gelingt es mit einer Regelung die Lasten der Anlage zu minimieren, wäre dies von großem Vorteil. Voraussetzung einer solchen optimierten Regelung ist Schnelligkeit und lokale Eingriffmöglichkeit. Beides ist mit dem heute üblichen Full Span Pitch schwer zu realisieren. Ein 60 m langes Rotorblatt hat etwa ein Gewicht von ca. 20 t. Das komplette Rotorblatt in Drehung zu versetzen erfordert einen hohen Kraftaufwand und ist nur mit begrenzter Drehgeschwindigkeit möglich. Das Rotorblatt selbst stellt eine Torsionsfeder dar, d.h. dass die an der Rotorblattwurzel aufgebraute Drehung zeitverzögert im Außenbereich des Rotorblattes ankommt und zudem durch die Torsionsweichheit des Blattes unpräzise übertragen wird. Aber genau um die Verstellung des Außenbereiches geht es vornehmlich, da dort der Großteil der Leistung generiert wird. Steuerungstechnisch werden heute alle drei Rotorblätter synchron verstellt, die sogenannte Einzelblattverstellung stellt heute keinen technischen Standard da. Betrachtet man das Windfeld vor dem Rotor einer Multi-Megawattanlage so spricht man über eine Fläche von mehreren Fußballfeldern. Die Windverhältnisse werden über diese Fläche nicht konstant sein, d.h. wenn man den Rotor aerodynamisch auf das zuvor z.B. per Lidar [24] vermessene Windfeld einstellen will, muss man schnelle und lokale Regelelemente haben. Dies kann die Full Span Pitch Regelung nicht leisten. Die drehbare Anbindung solch großer Rotorblätter stellt maschinenbaulich eine Herausforderung dar. Die gesamten Lasten die durch ein 60 m langes Rotorblatt entstehen, welches wie ein großer Hebelarm wirkt, müssen mittels eines vorgespannten Momentenlagers abgetragen werden. Ein solches Lager stellt hohe Anforderungen an die geometrische Güte der Flanschstellen (Nabe und Rotorblatt). Mit zunehmenden Durchmessern muss immer mehr Aufwand getrieben werden um die nötigen Toleranzen einzuhalten. Die Verzahnung des Pitchsystems stößt aufgrund der hohen Lasten an ihre Grenzen. Es ist hier zudem zu bedenken, dass der normale Regelbereich sich auf wenige Winkelgrade beschränkt, was für die Antriebsseite bedeutet, dass immer nur wenige gleiche Zähne der Verzahnung genutzt werden und dementsprechend hoch belastet sind (Dauerfestigkeitsprobleme der Pitchverzahnung). Es lässt sich also urteilen, dass eine schnelle, örtlich eingreifende Regelung mit dem heutigen Full Span Pitch nicht erreicht werden kann und daher Alternativen bereitgestellt werden müssen.

1.6 Smart Blade Konzept

1.6.1 Funktionsweise des Smartblade Konzept

Das Smart Blade Konzept ist inspiriert durch die Art und Weise der Fortbewegung von Vögeln oder auch Fischen in dem jeweiligen Medium, das ihren Lebensraum darstellt. Vögel passen ihre Flügelform exakt den jeweiligen Anforderungen der Flugsituation an, z.B. Start, Landung, oder Gleitflug. Ebenso wie ein Fisch der seine Flossenform beim Schwimmen dementsprechend beeinflusst um die Richtung zu ändern und das stets bei einem sehr niedrigem Strömungswiderstand [6].



Abb. 19: Mantarochen [5]

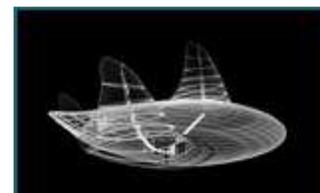


Abb. 17: Roboterrochen [6]



**Abb. 18: Roboterrochen
im Wasser [4]**

Der Traum eines aerodynamischen Profils wäre ein adaptives Profil. D.h. ein Profil das sich kontinuierlich bezüglich seiner Profilkrümmung, Profildicke etc. aktiv verändern lässt und so seine aerodynamischen Eigenschaften optimal an die aktuell gegebene Situation anpassen kann. Dies ist heute noch nicht möglich. Diese Diplomarbeit befasst sich mit einem ersten Schritt in Richtung eines solchen Wunschprofils – der flexiblen Hinterkante. Konventionelle, starre Flugzeugtragflächen können mit Landeklappen die an der Hinterkante des Flügels angebracht sind zwar den Auftrieb beeinflussen, sie besitzen allerdings nur in einem einzigen Zustand die optimale Flügelkontur. Alle anderen Klappenstellungen gehen auf Kosten des Luftwiderstands und erhöhen damit den Energiebedarf. Das macht es erstrebenswert in der Natur vorkommende die Flügel- bzw. Flossenkonturen nachzuahmen. Denn diese bieten in jeder Stellung optimale aerodynamische Eigenschaften. Keine steilen oder kantigen Übergänge lassen die Strömung ungewollt abreisen oder erhöhen durch die dadurch schlechten aerodynamischen Eigenschaften die aufzubringende Widerstandskraft. Daraus ergeben sich technische Herausforderungen, die bisher noch nicht vollständig gelöst werden

konnten. Es war meist aus ökonomischen Gründen, nicht möglich einen mechanischen Bewegungsapparat, der den formgebenden Prozess ausführt, zu realisieren. Die Außenhaut muss flexibel genug sein, um die Bewegung zu ermöglichen und dabei ausreichende Festigkeit aufzuweisen um damit den Auftriebs- und Widerstandskräften standhalten zu können.

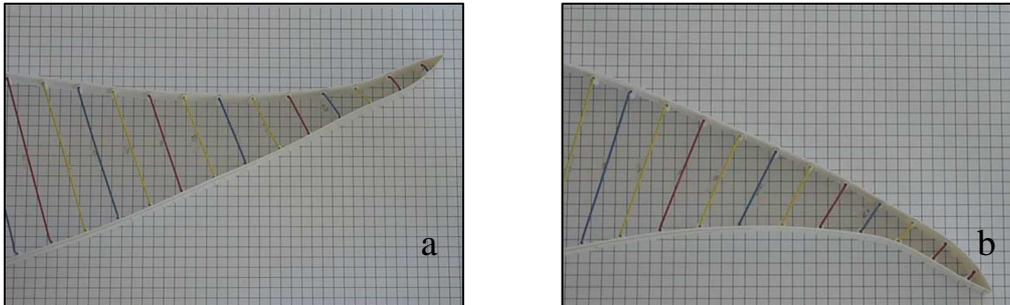


Abb. 20: Konturmodell im Smart Blade Prinzip

1.6.2 Bestehende Smart Blade Konzepte

Seit Beginn des 20. Jh. gab es eine umfangreiche Anzahl von Patentanmeldungen, die zur Smart Blade Methode getätigt wurden. Allerdings brachten diese ausschließlich Studien und Prototypen hervor. Daher lässt sich auch nicht sagen, wie weit fortgeschritten der Entwicklungsstand bei den betreffenden Firmen tatsächlich ist. In den meisten Fällen scheiterte die Umsetzung bestehender Konzepte aus ökonomischen Gründen. Dies schließt allerdings nicht aus, dass von einem anderen Standpunkt aus betrachtet, die Wirtschaftlichkeit durchaus gegeben sein kann. Durch den technologischen Fortschritt können eben diese Gesichtspunkte entstehen. Der überwiegende Teil der Patentanmeldungen kommt aus dem Bereich der Luftfahrttechnik. Tragflächenklappen von Flugzeugen, werden meist mit Gelenkscharnieren am hinteren teil des Flügels angebracht. Auslenkungen der Flügelhinterkante nach unten werden als „positive Klappenauslenkung“ bezeichnet. Diese Ansteuerung erzeugt gewissermaßen eine Wölbung der hinteren Flügelregion und daraus resultierend eine Veränderungen der aerodynamischen Eigenschaften [25]. Der Vorteil einer flexiblen Tragflügelhinterkante besteht darin, dass nur eine sehr geringe Auslenkung eine relativ große Auswirkung auf das Auftriebsverhalten hat und das ohne die Widerstandskraft maßgeblich zu erhöhen [26]. Dieses Phänomen lässt sich damit erklären, da bei einer starren Tragflügelklappe beim abknicken Kanten entstehen, an denen die Strömung abreißen kann und Verwirbelungen entstehen. Dieser Effekt wird bei flexiblen Flügelstrukturen vermindert. Wie im Kapitel 1.5 beschrieben, steht die Windkraftbranche durch ihre sprunghafte

Entwicklung vor Problemen, die die Effizienz technischer Lösungen völlig neu bewerten. Unter diesem Punkt soll eine Auswahl von hervorstechenden Patentanmeldungen gezeigt werden, die gezielt auf die Umsetzung einer flexiblen Tragflügelstruktur zur Steuerung des Auftriebs eingehen. Die Abbildungen 21 bis 23 zeigen Entwürfe von Flugzeugtragflügeln die in ihrer gesamten Kontur verändert werden können, um die Auftriebswerte zu variieren. Dies setzt die Verwendung elastischer Werkstoffe, welche die illustrierten Formänderungen ausführen können, voraus.

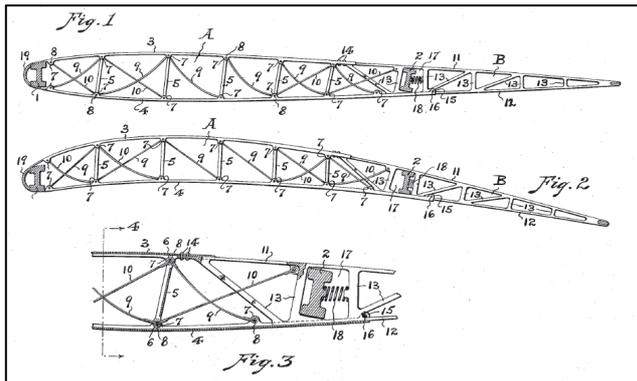


Abb. 21: Patentanmeldung aus dem Jahr 1920 [10]

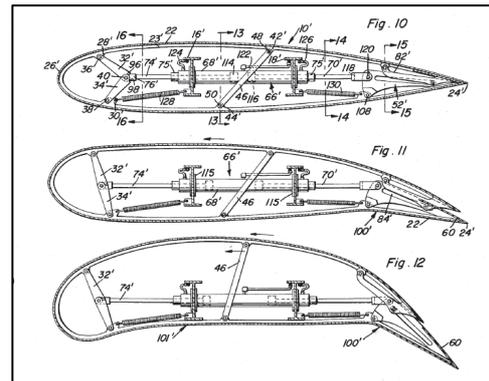


Abb. 22: Patentanmeldung aus dem Jahr 1965 [11]

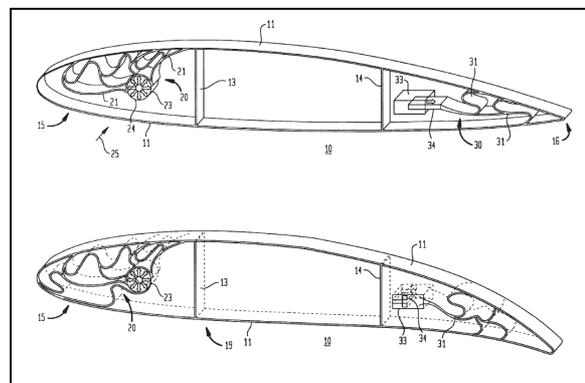


Abb. 23: Patentanmeldung aus dem Jahr 1999 [14]

Auf den Abbildungen 24 bis 26 werden ausschließlich Konzepte gezeigt, welche nur eine Formänderung der Blatthinterkante vorsehen. Der vordere Teil des Flügels ist starr und unbeweglich ausgeführt. Die hier vorgestellten Patente haben alle die Gemeinsamkeit, dass sie aus dem Bereich der Luftfahrttechnik stammen. Ebenfalls wurde bei allen nach einer Möglichkeit gesucht, um die Startgeschwindigkeit zu reduzieren und die aerodynamischen Flugeigenschaften allgemein zu verbessern. Man erkennt deutlich den mechanischen Aufwand der bei den meisten Erfindungen benötigt wird und wohl oftmals ausschlaggebend dafür war, dass sich bisher keiner der Entwürfe durchsetzen konnte.

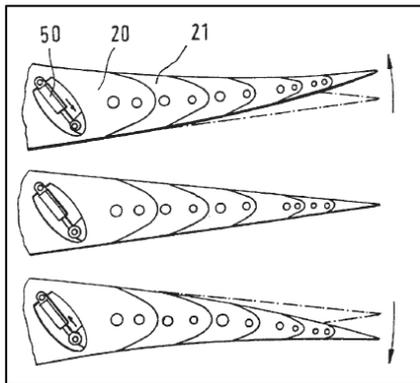


Abb. 24: Patentanmeldung aus dem Jahr 2000 [15]

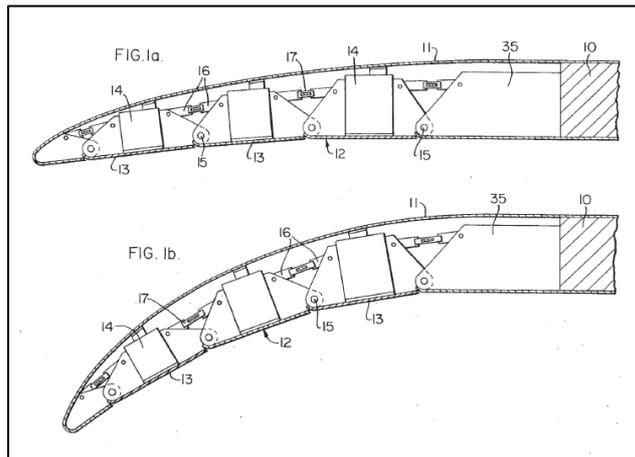


Abb. 25: Patentanmeldung aus dem Jahr 1978 [12]

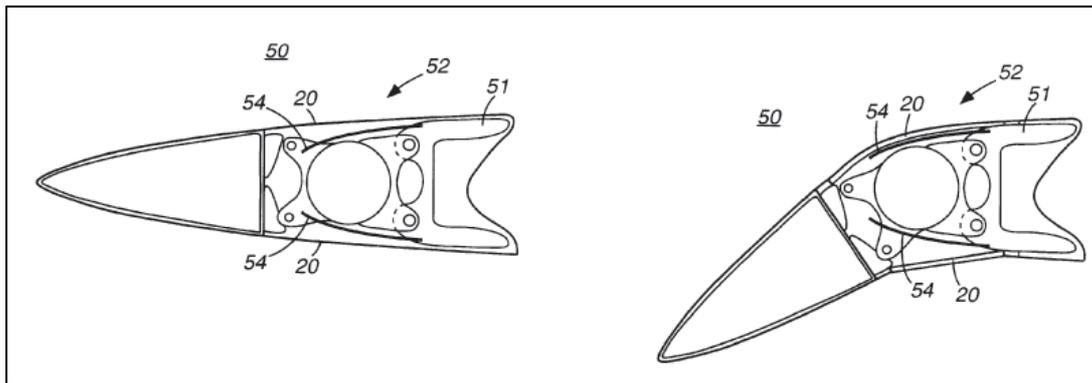


Abb. 26: Patentanmeldung aus dem Jahr 1999 [13]

1.6.3 Stand bei Suzlon im September 2008

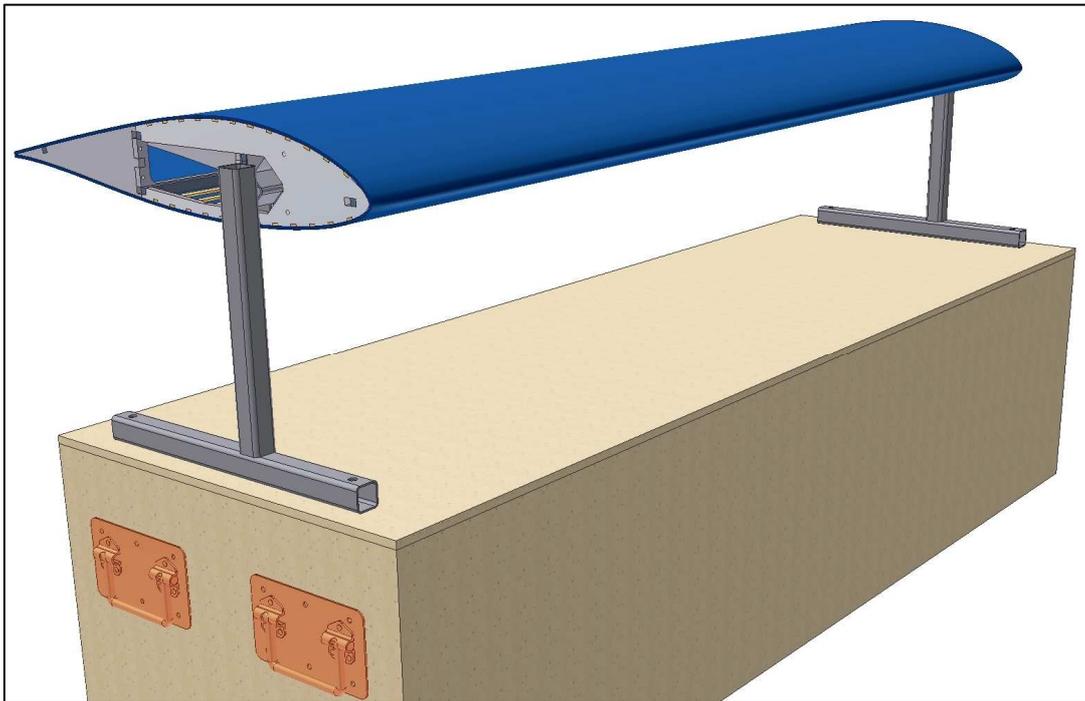


Abb. 27: Windkanalmodell des Flügelprofils mit starrer Hinterkante

Ausgangspunkt für die Entwicklung einer flexiblen Rotorblatthinterkante war das Windkanalmodell eines Flügelprofils mit einer abnehmbaren, starren Hinterkante. Die Entwicklung dieses Modells galt der Suche nach einem geeigneten Flügelprofil mit guten aerodynamischen Eigenschaften. Das Modell wurde so konzipiert, dass der hintere Teil austauschbar ist und durch eine mechanische Einheit einer flexiblen Hinterkante ersetzt werden kann. Die Gesamtlänge des Flügels beträgt 1546 mm bei einer Profiltiefe von ca. 600 mm und einer maximalen Profildicke von ca. 100 mm. Das Profil wurde im Windkanal vermessen. Ein Konzept für die Umsetzung der veränderlichen Hinterkantenkontur bestand ebenfalls schon zu diesem Zeitpunkt. Hierfür wurde die äußere Kontur der starren Flügelkante mit einer Haut aus einem flexiblen Material nachempfunden. Die Abb. 28 zeigt hierzu eine schematische Darstellung. Die Oberseite ist räumlich fixiert, während die Unterseite an einer verschiebbaren Leiste befestigt ist. Diese Leiste erfährt durch eine bestimmte Anzahl von Schraubendruckfedern eine lineare Verschiebung. Durch die Befestigung an der Oberseite, verformt sich die Außenhaut entsprechend der Darstellung auf Abb. 20 a. Werden die pneumatischen Muskeln betätigt, ziehen sich diese zusammen und wirken der Federkraft entgegen. Die Außenhaut kehrt zurück in die Ausgangsform.

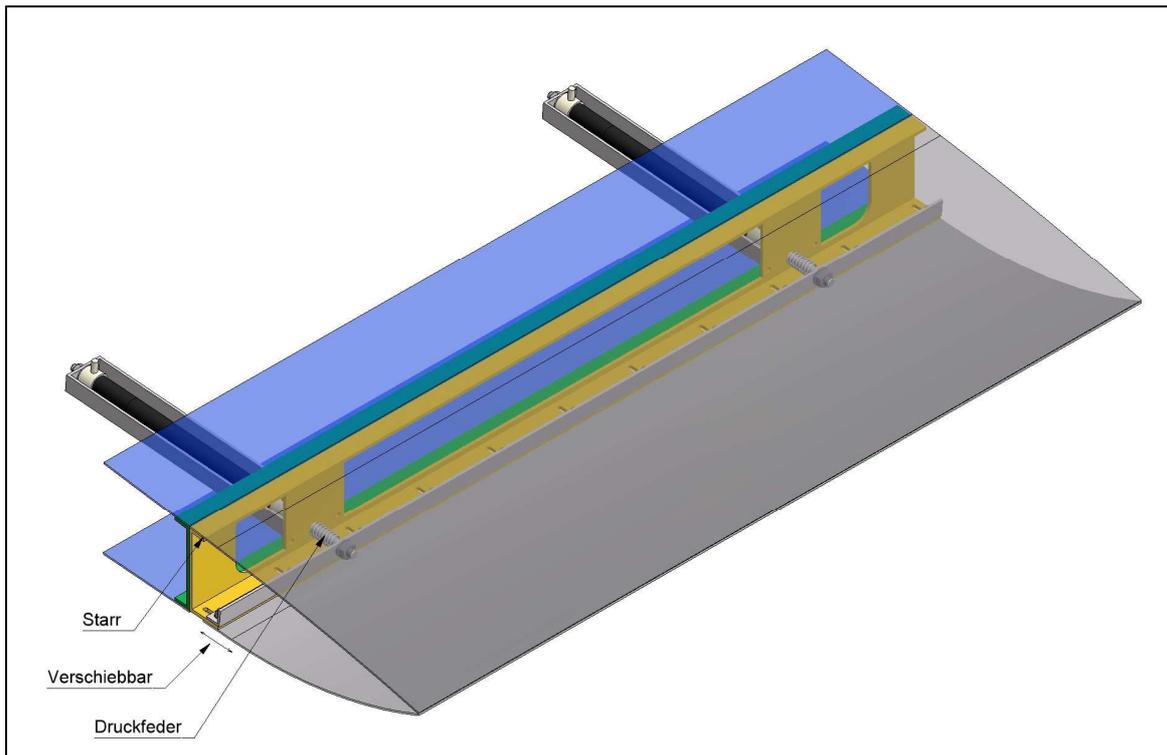


Abb. 28: Schematische Darstellung eines ersten Modells zur Ansteuerung der flexiblen Rotorblatthinterkante

Auf den Abb. 29 bis Abb. 32 sind die 3D-Modelle des Flügelmodells und der mechanischen Verschiebeeinheit zusehen. Das Material welches die äußere Kontur erzeugt, ist darauf nicht abgebildet. Dies zeigt den Stand zu Beginn der Diplomarbeit zu diesem Thema, bis auf die pneumatischen Muskeln, welche zu diesem Zeitpunkt noch nicht montiert waren. Der Kraftfluss der Aktorelemente wird über Befestigungswinkel an die verschiebbar gelagerte Leiste weitergeleitet. Messingdistanzhülsen sorgen in Verbindung mit elf spaltförmigen Aussparungen, die in die Befestigungsschiene gefräst sind, für eine reibungsarme Führung.

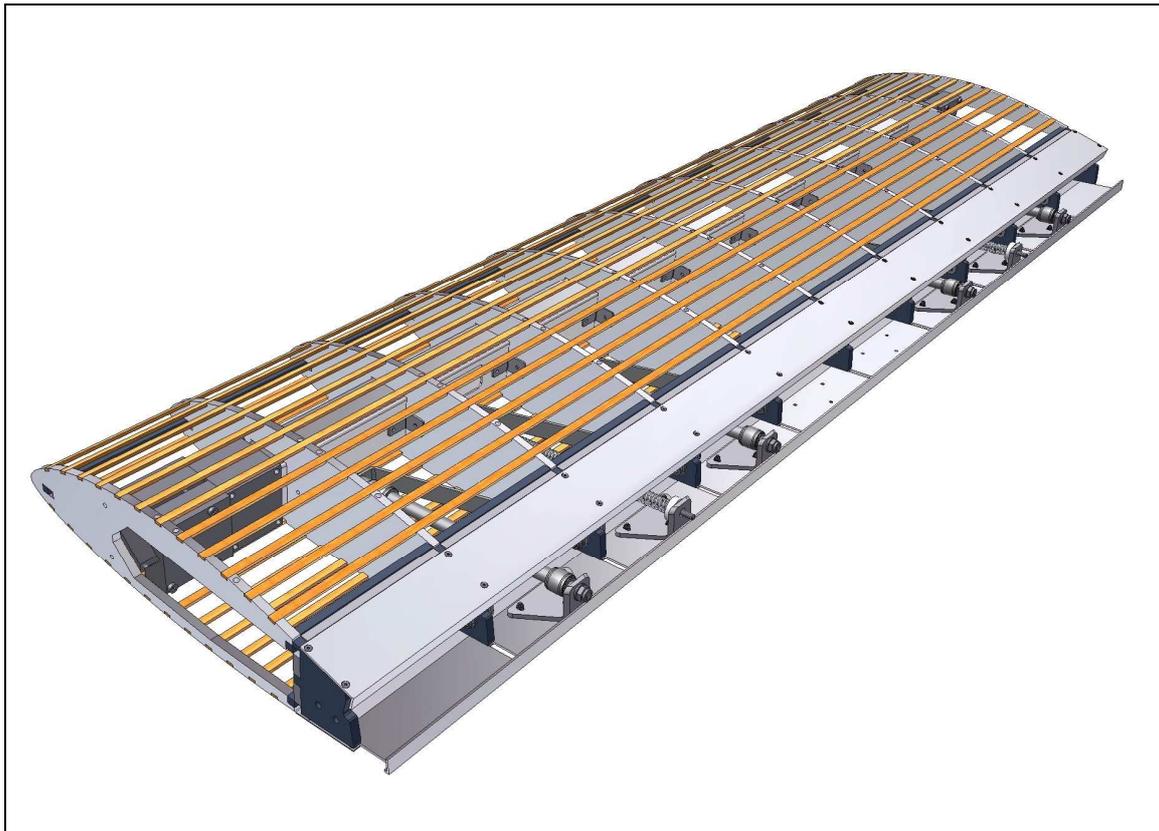


Abb. 29: 3D-Flügelmodell ohne Außenhaut

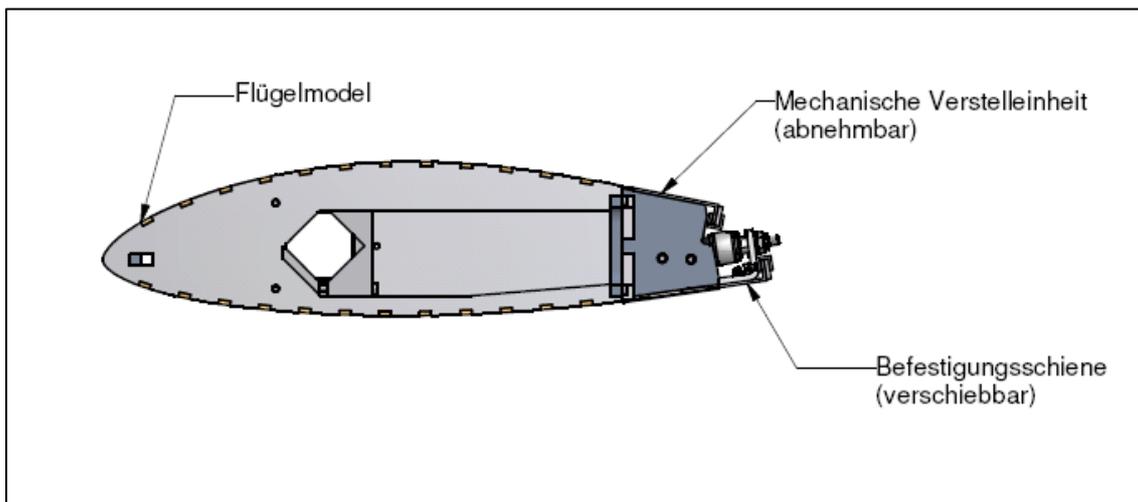


Abb. 30: Flügelvorderteil mit befestigter mechanischen Verstellvorrichtung

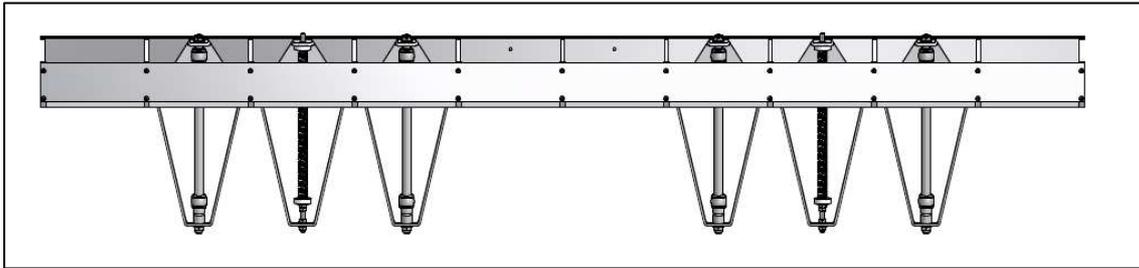


Abb. 31: Mechanische Verstellvorrichtung im ausgebautem Zustand

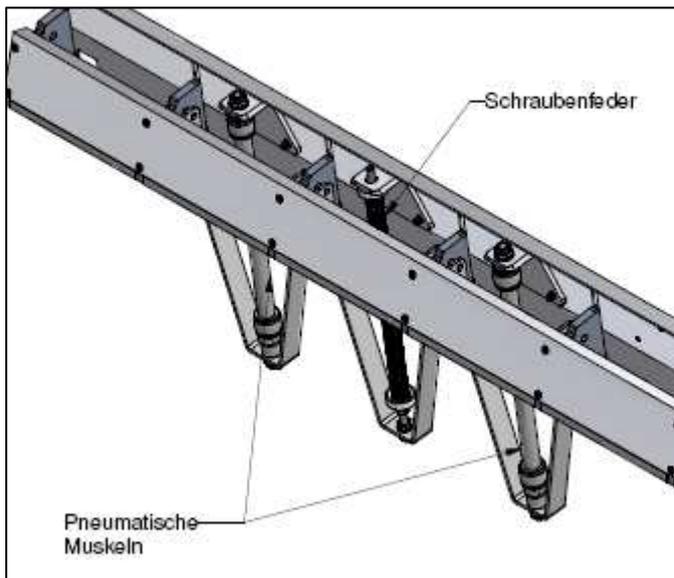


Abb. 32: Darstellung der Muskel und Federelemente

2 Ziel der Arbeit

Als Ziel dieser Arbeit galt es eine konstruktive Lösung zur Realisierung einer flexiblen Rotorblatthinterkante für ein Windkanalmodell zu erarbeiten und diese dann praktisch umzusetzen. Aufbauend auf das bereits bestehende Konzept zur mechanischen Grundeinheit, welche den nötigen Bewegungsablauf erzeugt. Hierzu war es auch notwendig, Optimierungen und Veränderungen durchzuführen, die sich durch auftretende Probleme beim Bau ergaben. Dafür standen in der firmeneigenen Werkstatt entsprechende Bearbeitungsmaschinen und Werkzeuge zur Verfügung. Hauptteil der Arbeit war es ein geeignetes Konzept zu finden, mit der die gewünschte Formänderung, zur Variation des Auftriebsverhaltens, durchgeführt werden kann. Das schloss unter anderem die Suche nach geeigneten Werkstoffen mit ein. Außerdem wurden verschiedene Möglichkeiten zur Formgebung bzw. Stabilisierung der beweglichen Hinterkante in Versuchen getestet und beurteilt. Um den Mechanismus gezielt und reproduzierbar zu bedienen, ist eine elektrische Schnittstelle notwendig um die pneumatischen Ventile und Aktoren zu steuern. Arbeiten, die nicht selbst in der firmeneigenen Werkstatt vollführt werden konnten, mussten an geeignete Fertigungsbetriebe abgegeben werden. Die damit verbundene Recherche, um die günstigsten Angebote einzuholen, gehörte ebenfalls zur Aufgabe. Der Kostenaufwand sollte selbstverständlich so gering wie möglich gehalten werden. Da es sich aber um den Bau eines Windkanalmodells handelte, was keine Serienproduktion nach sich ziehen würde, stand der finanzielle Aspekt nicht im Vordergrund. Der mechanische Aufwand, der bei diesem Windkanalmodell notwendig ist, wäre an einer realen Windkraftanlage nicht umzusetzen bzw. wäre unökonomisch. Für die erforderlichen Zwecke jedoch, ist die verwendete Variante ein guter Mittelweg aus innovativem Konzept und einfacher Umsetzung. Eine abschließende Untersuchung zum aerodynamischen Verhalten des fertigen Modells, mit einer geeigneten Software, sollte zudem einen ersten Eindruck über die Strömungseigenschaften und zu erwartenden Probleme vermitteln.

3 Mechanische Verstelleinheit

3.1 Pneumatische Muskeln

Ein einzelner pneumatischer Muskel (Festo DMSP-10) bringt laut Datenblatt (Anhang A.1), bei dem Maximaldruck eine theoretische Kraft von 630 N auf. Bei 6 bar beträgt die theoretische Kraft noch 480 N. Da der durchschnittliche Betriebsdruck eines handelsüblichen Kompressors bei ca. 6 bar liegt, soll von diesem Wert ausgegangen werden.

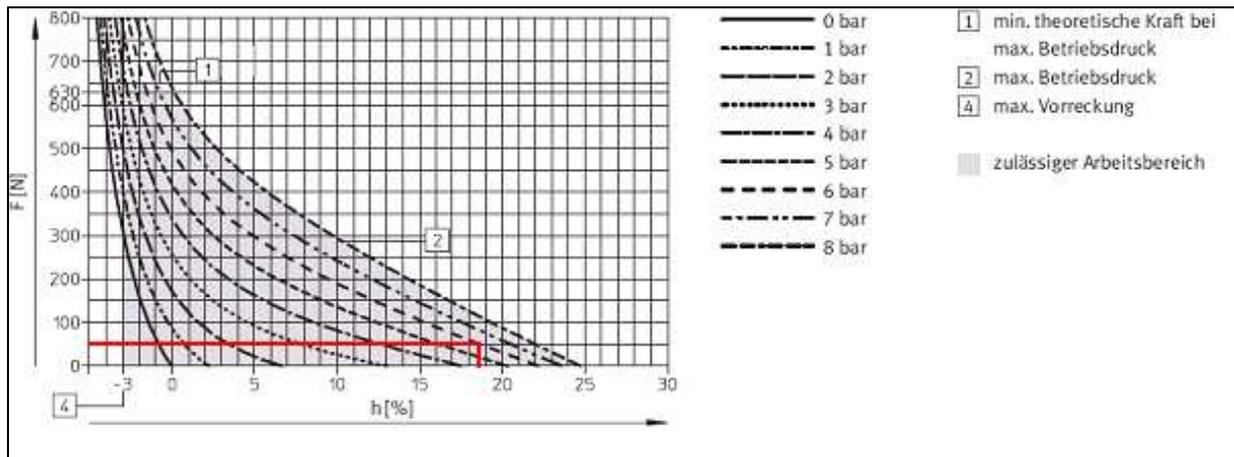


Abb. 33: Kennlinien der pneumatischen Muskeln (Festo Gebrauchsanleitung)

Die Gesamtlänge eines pneumatischen Muskels beträgt 200 mm. Der Weg der von der Mitnehmerleiste aufgebracht werden soll um die Hinterkante zu verformen, liegt bei 35 mm.

Daraus ergibt sich eine Kontraktion der Muskeln von $h[\%] = \frac{35\text{mm} \cdot 100}{200\text{mm}} = 17,5\%$.

Durch das nichtlineare Verhalten der Muskelemente ergibt sich bei der Maximalkontraktion eine Kraft von ca. 50 N pro Muskel.



Abb. 34: Unbetätigter pneumatischer Muskel



Abb. 35: Betätigter pneumatischer Muskel bei der Maximalkontraktion

3.2 Federführung

Die Schraubenfedern bringen die erforderliche Kraft auf um die gewünschte Formänderung zu erreichen. Die pneumatischen Aktoren wirken dieser Federkraft entgegen. Das bedeutet, dass ohne Energiezufuhr in Form von Druckluft bzw. elektrische Spannung der Flügel in Abbremsstellung gebracht wird. Die flexible Hinterkante verformt sich entsprechend Abb. 20 a. Somit funktioniert das System ausfallsicher (Fail-Safe).



Abb. 37: Federführung in entspannter Position



Abb. 36: Federführung in gespannter Position



Abb. 38: Befestigungspunkt

Die Federführung bestand zu Beginn lediglich aus einer Gewindestange. Dies war ausreichend um die Funktion zu testen, allerdings entstand durch die Reibung des Gewindes an dem Aluminiumbefestigungswinkel zusätzlicher Widerstand und eine relativ hohe Geräusentwicklung. Die Abbildungen 36 bis 38 zeigen die optimierte Lösung. Harteloxierte Aluminiumrundprofile werden durch Gelenkgleitlager geführt. Dadurch wird die Reibung stark vermindert. Eine Einstellung der Druckfedervorspannung ist möglich über die eingeschraubte Gewindestange am anderen Ende des Aluminiumprofils. Die zu Beginn verwendeten Federn waren zu dem Zeitpunkt noch nicht genau ausgelegt. Eine exakte Nachrechnung der erforderlichen Federkraft und Federrate wird in den Kapiteln 5.1.2 und 5.2.2 durchgeführt.

3.3 Anordnung der Muskel- und Federelemente

Um eine gleichmäßige lineare Schubbewegung der verschiebbaren Befestigungsschiene (Abb. 29 bis 32) zu gewährleisten, bedarf es einer ausgewogenen Spannungsverteilung. Durch die Gesamtlänge von 1546 mm und einer Stärke von 2 mm des Winkelprofils war eine dementsprechende Anordnung der Kraftangriffspunkte notwendig, da ein Profil mit diesen Abmaßen starke Verformungen begünstigt. Die Positionierung bei der die Spannungen bzw. Verformungen durch die Stellelemente am geringsten waren, wurde empirisch durch Versuche ermittelt. Die Anzahl der verwendeten Aktoren und Federelemente war so gering wie möglich zu halten, da dies neben zusätzlichen Kosten auch mehr Gewicht und einen höheren mechanischen Aufwand bedeutet hätten. Auf Abb. 31 ist die so ermittelte optimale Lösung abgebildet. Die Druckfederelemente sind von jeweils zwei Muskelementen umgeben und so über die Gesamtlänge verteilt, dass eine gleichmäßige Verschiebung möglich ist. Die Klemmleiste mit der die Hinterkante an der Befestigungsschiene befestigt wird, besteht aus einem U-Profil (nähere Angaben hierzu in Kapitel 7). Dadurch wird das System zusätzlich verstärkt und Verformungen reduziert. Eine explizite Untersuchung der auftretenden Spannungen und Verformungen der Befestigungsschiene wird anhand einer FEM Analyse in Kapitel 6.3 gezeigt.

4 Flexible Hinterkante

4.1 Aufgabe und Anforderungen

Kernstück der Arbeit war es, eine geeignete Methode zu finden mit der die Bewegung zur Auftriebsvariation durchgeführt werden kann. Die Herausforderung hierbei war es ein Material zu finden, welches flexibel ist, jedoch auch gewisse Festigkeitseigenschaften aufweist um einer Anströmgeschwindigkeit von ca. 120 km/h im Windkanal standzuhalten und damit das Auftriebsverhalten zu beeinflussen. Plastische Verformungen der Hinterkante sind selbstverständlich nicht erwünscht. Die Bewegungszyklen wären in diesem Fall stark begrenzt von der Lebensdauer des Materials.

Bei Tragflügelprofilen kann es vorkommen, dass die vorherrschenden Druckverhältnisse auf Ober- und Unterseite stark schwanken. Sollte die Hinterkante in solch einem Fall nicht genügend Steifigkeit aufweisen, kommt es zu dem sogenannten Flattereffekt [17]. Wie auf Abb. 39 illustriert, kann es so zu entsprechend starken und unkontrollierten Schwingungen der Blatthinterkante kommen.

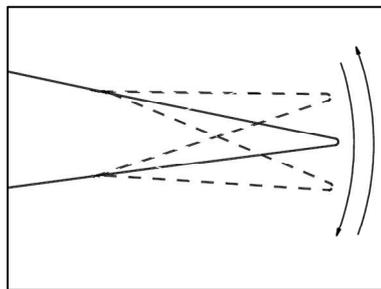


Abb. 39: Flattereffekt

Der Weg den die Befestigungsschiene zurücklegen kann (Abb. 41), ist zum einen durch die Maximalkontraktion der Muskelelemente und zum anderen aus Platzgründen begrenzt. Daher wurde sich nur auf eine Bewegungsrichtung der Hinterkante beschränkt. Das bedeutet, dass für Auftriebsverringende und Auftriebserhöhende Tragflügelkonturen, verschiedene Hinterkanten benutzt werden müssen. Daher sollte die Befestigung an der Verstelleinheit so unkompliziert wie möglich gestaltet werden um einen schnellen Austausch der Komponenten zu ermöglichen.

4.2 Formkonzept

Die Überlegungen, die zu der Wahl des endgültigen Formkonzepts, einem Blechbiegeteil, geführt haben, begründen sich durch folgende Sachverhalte. Die Hinterkante aus einem Blech zu biegen, hat den Vorteil, dass einzelne Komponenten nicht miteinander verbunden werden müssen. Schweiß- oder Klebeverfahren werden so umgangen.

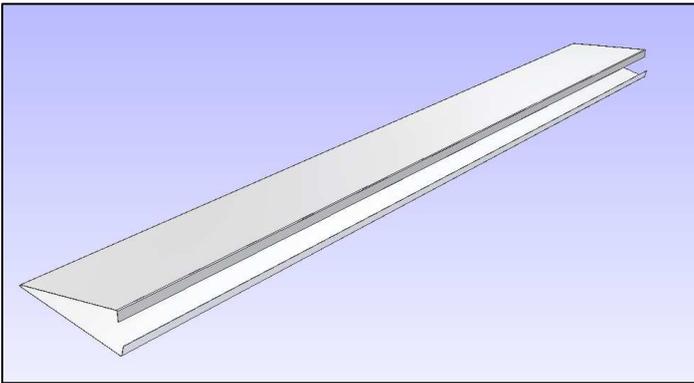


Abb. 40: 3D-Model der flexiblen Hinterkante aus Metallblech

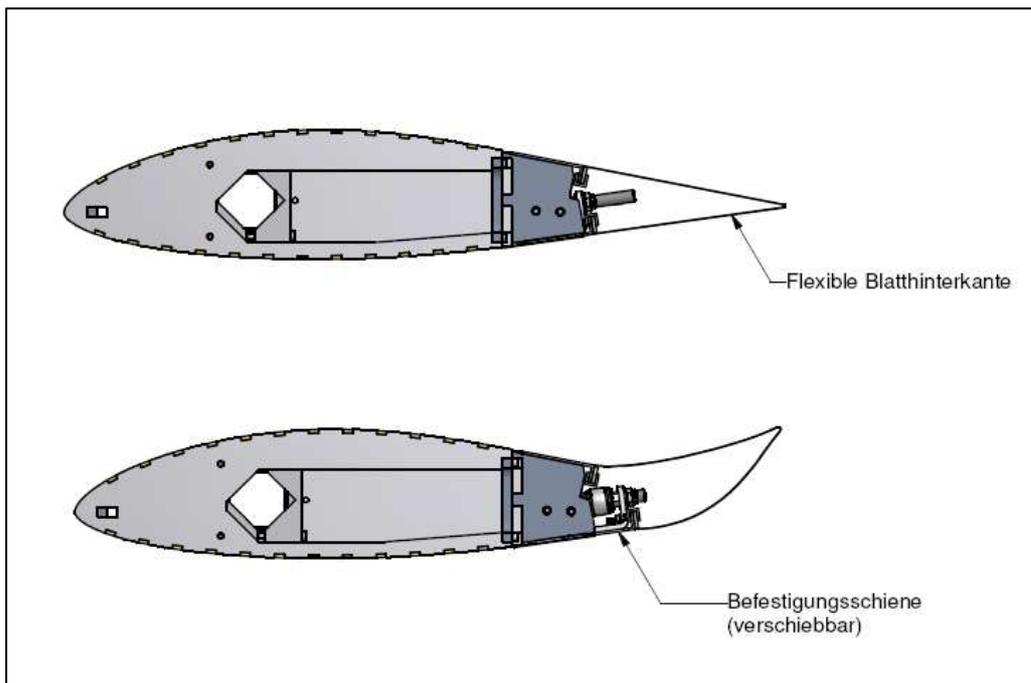


Abb. 41: Flexible Hinterkante in den zwei Endpositionen

Von Niet- und Schraubverbindungen war ebenfalls abzusehen, da punktuelle Fixierungen wie diese, ungünstige bzw. schwer kontrollierbare Einflüsse auf das Formverhalten der Hinterkante haben. Abgesehen davon ist Metall für Einzelanfertigungen gut geeignet, da eine große Auswahl an verschiedenen Werkstoffen und Blechstärken leicht verfügbar ist.

5 Werkstoffvarianten der flexiblen Blatthinterkante

5.1 Aluminiumblechkonzept

Um einen geeigneten Werkstoff und passende Materialstärken zu finden, wurden Versuche mit kleineren Blechproben durchgeführt. Hierfür wurden die Muster entsprechend der Abb. 40 gebogen und provisorisch an die Verstelleinheit befestigt. Die ersten Tests konzentrierten sich ausschließlich auf Aluminiumblech mit einer Stärke von 0,2 mm bis 0,5 mm. Der Vorteil von Aluminium ist die relativ hohe Streckgrenze. Dies ermöglicht, dass die starke Deformation der Hinterkante ohne plastische Verformung einhergeht und das Material wieder in die Ausgangsform zurückkehrt. Durch den verhältnismäßig niedrigen Elastizitätsmodul, der nur ein Drittel von Stahl beträgt, ist der erforderliche Kraftaufwand dementsprechend klein.

In den Versuchen zeigte schließlich das Aluminiumblech mit einer Stärke von 0,3 mm die vielversprechendsten Ergebnisse hinsichtlich der Formgebung. Anschließend wurde die erforderliche Kraft ermittelt, die von den Schraubendruckfedern aufgebracht werden muss. Hierfür wurde zuerst der FEM Software von Ansys eine Analyse durchgeführt. Danach erfolgte eine genaue Federberechnung. Das endgültige Blechbiegeteil wurde von einer Berliner Blechverarbeitungsfirma hergestellt von der auch das Material bezogen werden konnte.

Elastizitätsmodul	68.900 N/mm ²
Massendichte	2,71 g/cm ³
Zug-Streckgrenze	275 N/mm ²
Zugfestigkeit	310 N/mm ²

Tabelle 1: Aluminiumkennwerte

5.1.1 Ermittlung der aufzubringenden Kräfte

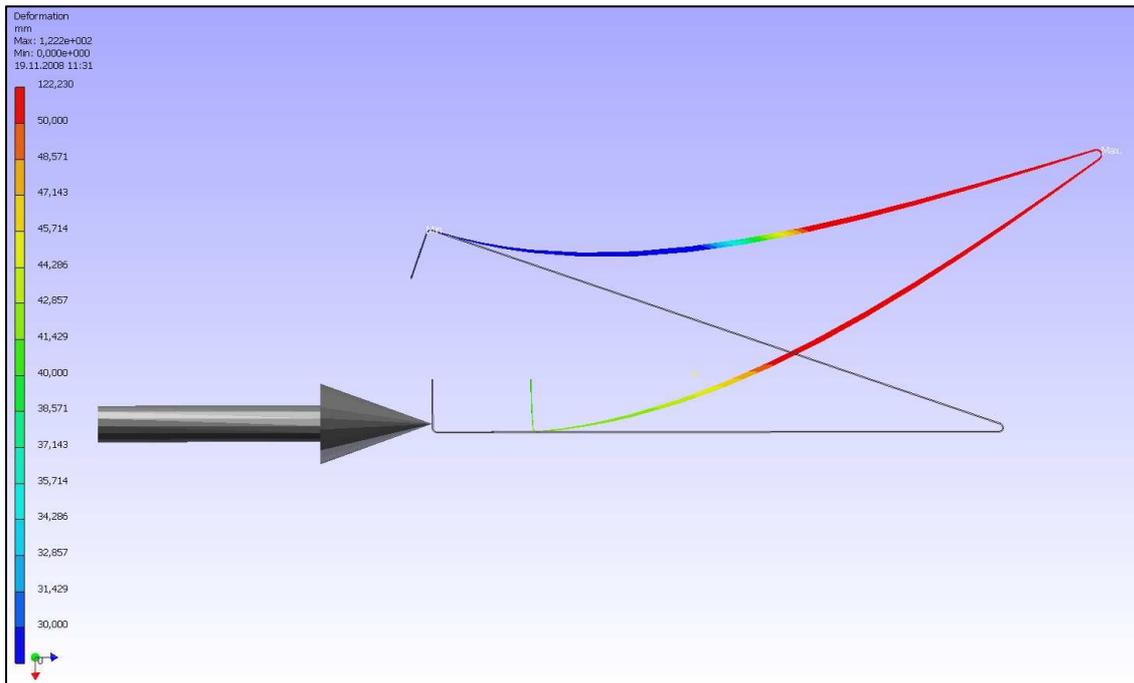


Abb. 42: FEM Schaubild zur Verformung der Aluminiumhinterkante

Die FEM Analyse der Aluminiumblechhinterkante ergab, dass eine Kraft von ca. 110 N erforderlich ist, um die Verstellereinheit um den gewünschten Weg von 35 mm zu verschieben und damit die Endposition der Hinterkante zu erreichen. Das FEM-Netz wurde automatisch generiert. Eine Knotenanzahl von 4308 und 580 Elementen war für dieses Bauteil absolut ausreichend und ergab bei einer manuellen Verfeinerung des Maschennetzes keine nennenswerten Abweichungen.

	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	0,07 N/mm ²	170,8 N/mm ²
Maximale Hauptspannung	-16,79 N/mm ²	162,7 N/mm ²
Minimale Hauptspannung	-163,6 N/mm ²	26,4 N/mm ²
Deformation	0 mm	122,2 mm
Sicherheitsfaktor	1,61	-

Tabelle 2: Ergebnisübersicht zur FEM Analyse der Aluminiumblechhinterkante

Die größte Deformation ist erwartungsgemäß an der Hinterkante selbst. In diesem Bereich ist die Hauptspannung am höchsten.

5.1.2 Druckfederauslegung

Die Kraft die notwendig ist um die Blatthinterkante in die gewünschte Kontur zu verformen, muss von den Druckfedern aufgebracht werden können. Die Grundlage der Federberechnung liefern die ermittelten Werte aus Kapitel 5.1.1. Die aufzubringende Kraft wird auf zwei Federn verteilt. Die folgende Berechnung wurde mit Hilfe von Roloff/Matek Maschinenelemente [18] und Roloff/Matek Tabellen [19] durchgeführt.

$$R = \frac{\frac{F_{Alu}}{2}}{s_n} = \frac{\frac{110\text{N}}{2}}{35\text{mm}} = 1,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad R \approx 2 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Durch diese grobe Auslegungsrechnung lässt sich schon in etwa abschätzen welche Federrate benötigt wird. Die Beanspruchung ist quasistatisch, da die Lastwechsel in verhältnismäßig großen Zeitabständen vollzogen werden und die Vorspannkraft im Vergleich zu F_{\max} verschwindet gering ist.

$$F_{\text{Feder}} = \frac{F_{Alu}}{2} = \frac{110\text{N}}{2} = 55 \text{ N}, \quad D_e = 15 \text{ mm}, \quad k_1 = 0,15$$

Zuerst wird der Drahtdurchmesser d vorgewählt [18].

$$\pm d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F_{\max} \cdot D_e} = 0,15 \cdot \sqrt[3]{55 \text{ N} \cdot 15 \text{ mm}} = 1,41 \text{ mm}$$

Nach DIN 2076 wird vorerst ein Drahtdurchmesser von $d = 2\text{mm}$ gewählt. Daraus ergibt sich ein mittlerer Windungsdurchmesser D [18].

$$D = D_e - d = 15 \text{ mm} - 2 \text{ mm} = 13 \text{ mm}$$

Für Drahtdurchmesser mit einem Querschnitt größer 17 mm können Kaltgeformte Druckfedern verwendet werden [18]. Daher gilt für die Gesamtwindungszahl:

$$n_t = n + 2 = 42 + 2 = 44$$

Summe der Mindestabstände zwischen den Federwindungen

$$S_a = \left[0,0015 \cdot \left(\frac{D^2}{d} \right) + 0,1 \cdot d \right] \cdot n = \left[0,0015 \cdot \left(\frac{(13 \text{ mm})^2}{2 \text{ mm}} \right) + 0,1 \cdot 2 \text{ mm} \right] \cdot 42 = 13,72 \text{ mm}$$

$$d_{\max} = d + es = 2 \text{ mm} + 0,035 \text{ mm} = 2,035 \text{ mm}$$

Blocklänge

$$L_c \leq n_t \cdot d_{\max} = 44 \cdot 2,035 \text{ mm} = 89,54 \text{ mm}$$

Kleinste zulässige Federlänge

$$L_n = L_c + S_a = 89,54 \text{ mm} + 13,72 \text{ mm} = 103,03 \text{ mm}$$

Kleinste Länge der unbelasteten Feder

$$L_0 = s_n + L_c + S_a = 35 \text{ mm} + 89,54 \text{ mm} + 13,72 \text{ mm} = 138,26 \text{ mm}$$

Nachweis der tatsächlichen Federrate

$$R_{\text{ist}} = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D^3 \cdot n} = \frac{81500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{8} \cdot \frac{(2 \text{ mm})^4}{(13 \text{ mm})^3 \cdot 42} = 1,77 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$F_{\text{Feder, ist}} = R_{\text{ist}} \cdot s = 1,77 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 35 \text{ mm} = 61,95 \text{ N}$$

110 N werden benötigt um die Aluminiumkante entsprechend zu verformen. Die tatsächlich vorhandene Federkraft von knapp 62 N ist demnach ausreichend um in die gewünschte Kontur zu verformen, wenn zwei Federn dieser Art verwendet werden.

Nachweis der tatsächlich vorhandenen Schubspannung.

$$\tau_{\text{vorh.}} = \frac{F_{\max} \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d^3} = \frac{61,95 \text{ N} \cdot \frac{13 \text{ mm}}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot (2 \text{ mm})^3} = 256,35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die zulässige Schubspannung $\tau_{\text{zul.}}$ beträgt nach TB 10-11 ungefähr $765 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Die tatsächlich vorhandene Schubspannung liegt demnach weit unter dem zulässigen Wert.

Anzahl der wirksamen Windungen

$$n' = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D^3 \cdot R_{\text{Soll}}} = \frac{81500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{8} \cdot \frac{(2 \text{ mm})^4}{(13 \text{ mm})^3 \cdot 2 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} \approx 38$$

5.1.3 Praxistest



Abb. 43: Aluminiumblechkonzept in Ausgangsposition

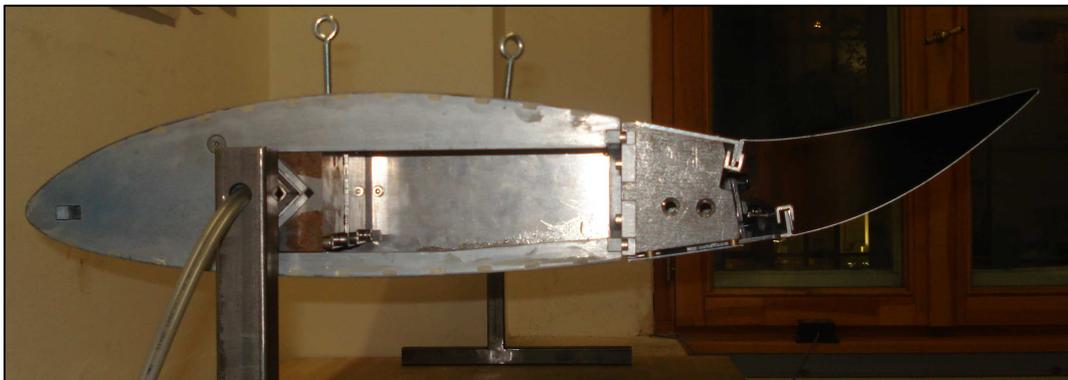


Abb. 44: Aluminiumblechkonzept in Mittelstellung

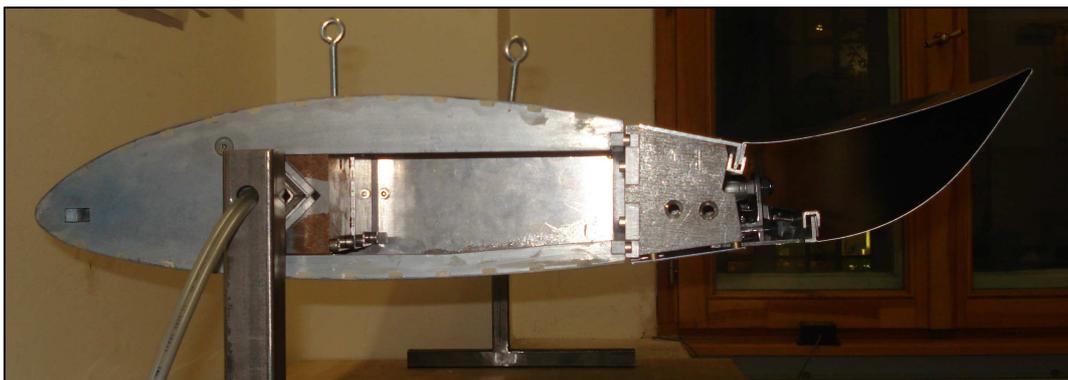


Abb. 45: Aluminiumblechkonzept in Endposition

5.1.4 Beurteilung des Aluminiumblechkonzepts

Abschließend wurde das fertig gebogene Blech an die Verstellvorrichtung montiert und einer ausgiebigen Prüfung unterzogen. Die gewünschte Smart Blade Kontur lässt sich, wie auf den Abb. 43 bis 45 zu sehen ist, sehr gut mit dem Aluminiumblech erzeugen. Nach dem Verformen kehrt das Material komplett wieder in die Ausgangslage zurück. Die Übergänge von der Verstellvorrichtung zur Hinterkante sind homogen und erzeugen keine abknickenden Kanten. Das mit ca. 0,5 kg geringe Gewicht ist ebenfalls positiv zu bewerten. Was negativ auffällt, ist die stark bauchige Verformung in Endposition (Abb. 45) an der Unterseite des Flügels. Dies könnte sich negativ auf die aerodynamischen Eigenschaften auswirken, da anzunehmen ist, dass die laminare Strömung an dieser Stelle früher abreißt als bei einem steileren Übergang (Abb. 44). Auf die mangelhafte Festigkeit des Aluminiumblechs soll an dieser Stelle nicht eingegangen werden. In Kapitel 8 werden verschiedene Möglichkeiten diskutiert, mit denen die Stabilität erhöht und die Form beeinflusst werden könnte. Nach ersten Abschätzungen lässt sich aber vermuten, dass diese Hinterkante einer Windgeschwindigkeit von 120 km/h nicht standhalten wird. Genaue Aussagen können hierzu nicht getroffen werden, da das Strömungsverhalten den hauptsächlichsten Einfluss auf die Druckverteilung am Flügelprofil hat. In Kapitel 11 werden die Ergebnisse einer Softwaresimulation zur Untersuchung des aerodynamischen Verhaltens gezeigt. Die verschiedenen Tragflügelprofile wurden dort jedoch als biegesteif angenommen. Zu einem realen Windkanalversuch sind demnach erhebliche Abweichungen der Werte zu erwarten, da mit einer Verformung der Hinterkante aufgrund der Druckverhältnisse zu rechnen ist.

5.2 Stahlblechkonzept 1

Da die Steifigkeit der Aluminiumblechhinterkante sehr gering ist, stellt dieses Konzept eine Alternative hierzu da. Es wurde dasselbe Profil der Hinterkante verwendet wie bei der Aluminiumvariante. Der Unterschied ist zum einen der Werkstoff sowie die Materialstärke, die hier 0,4 mm beträgt. Versuche mit kleineren Blechstücken wurden auch hier durchgeführt, allerdings ist die Blechdicke in diesem Fall nur ein Kompromiss, da dünnere Blechstärken nur ab einer sehr viel größeren Abnahmemenge verfügbar sind. Blechstärke von 0,2 mm, oder 0,3 mm für die Hinterkante wären denkbar gewesen. Ein Problem stellt zum einen der hohe E-Modul da, wodurch ein hoher Kraftaufwand zur Verformung benötigt wird. Wie stark die plastische Verformung einhergeht, ließ sich vor einem praktischen Versuch mit der endgültigen Hinterkante nicht genau sagen. Es ist aber zu erwarten gewesen, dass die niedrigere Streckgrenze zum Eintritt dieses Effekts führen wird. Die Fertigung wurde ebenfalls wieder von einer Berliner Blechbearbeitungsfirma ausgeführt.

Elastizitätsmodul	210.000 N/mm ²
Massendichte	7,85 g/cm ³
Zug-Streckgrenze	207 N/mm ²
Zugfestigkeit	345 /N/mm ²

Tabelle 3: Stahlkennwerte

5.2.1 Ermittlung der aufzubringenden Kräfte

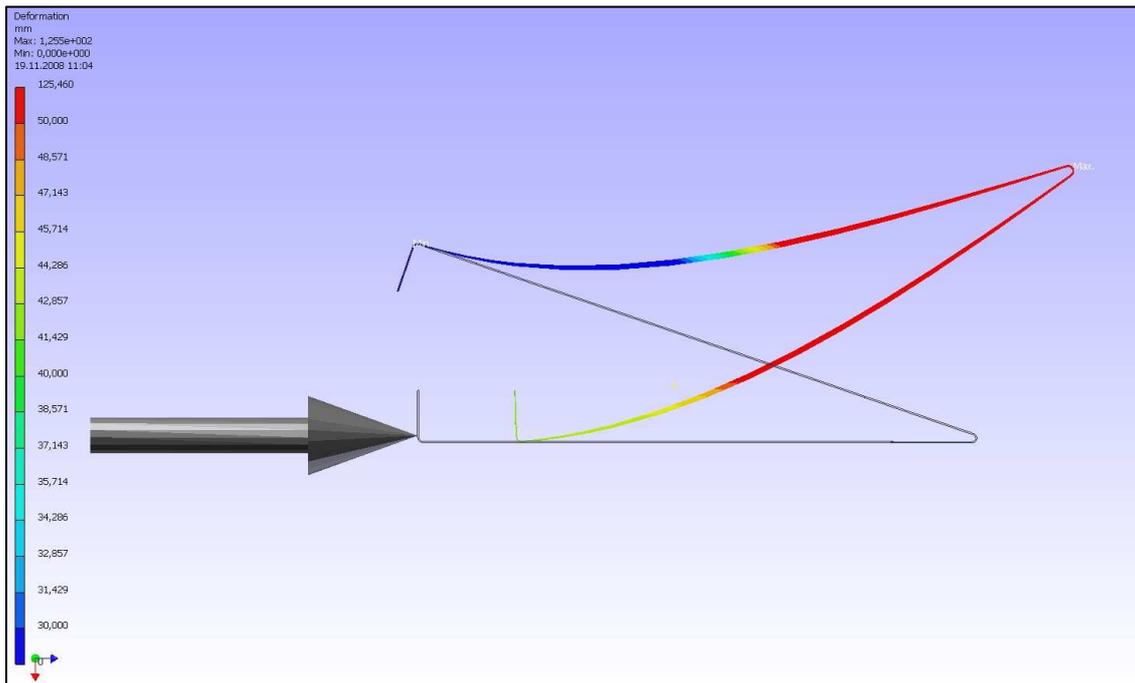


Abb. 46: FEM Schaubild zur Verformung der Stahlblechhinterkante 1

Die FEM Analyse der Stahlblechhinterkante ergab, dass eine Kraft von ca. 800 N erforderlich ist, die Verstelleinheit um den gewünschten Weg von 35 mm zu verschieben und damit die Endposition der Hinterkante zu erreichen. Das FEM-Netz wurde auch hier automatisch generiert. Eine Knotenanzahl von 4163 und 560 Elementen war für dieses Bauteil absolut ausreichend und ergab bei einer manuellen Verfeinerung des Maschennetzes keine nennenswerten Abweichungen.

	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	0,23 N/mm ²	704,5 N/mm ²
Maximale Hauptspannung	-74,18 N/mm ²	670,6 N/mm ²
Minimale Hauptspannung	-676,1 N/mm ²	98,54 N/mm ²
Deformation	0 mm	122,5 mm
Sicherheitsfaktor	0,294	-

Tabelle 4: Ergebnisübersicht zur FEM Analyse der Stahlblechhinterkante, Konzept 1

Dieser FEM-Rechnung nach zu urteilen, würde die Hinterkante bei entsprechender Verformung zerstört. Da das Windkanalmodell nicht für den Dauereinsatz geplant ist und man erwarten kann, dass eine bestimmte Anzahl von Bewegungsabläufen vollzogen werden können, soll diese Variante trotzdem durchgeführt werden. Die größten Spannungen im Blech, treten auch hier an der Hinterkante auf. Der Fall einer Zerstörung wäre wohl nicht dort zu erwarten, sondern mehr eine plastische Verformung. Wahrscheinlicher entstünde ein Bruch

an den Übergängen zur Verstellvorrichtung, da hier die Lastwechsel wirken und nicht so viel Material zur plastischen Verformung vorhanden ist.

5.2.2 Druckfederauslegung

Da die erforderliche Kraft zur Verformung wesentlich größer ist als bei der Aluminiumhinterkante, soll davon ausgegangen werden diese auf sechs Druckfedern zu verteilen. Die Grundlage der Federberechnung liefern die ermittelten Werte aus Kapitel 5.2.1. Die folgende Berechnung wurde mit Hilfe von Roloff/Matek Maschinenelemente [18] und Roloff/Matek Tabellen [19] durchgeführt.

F_{Stahl1} Federkraft die notwendig ist um die Stahlblechhinterkante 1 anzusteuern

$$R = \frac{F_{Stahl1}}{s_n} = \frac{134 \text{ N}}{35 \text{ mm}} = 3,83 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad R \approx 4 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Die Beanspruchung ist quasistatisch, da die Lastwechsel in verhältnismäßig großen Zeitabständen vollzogen werden und die Vorspannkraft im Vergleich zu F_{\max} verschwindet gering ist.

$$F_{\text{Feder}} = \frac{800 \text{ N}}{6} = 133,33 \text{ N} \approx 134 \text{ N}, \quad D_e = 15 \text{ mm}, \quad k_1 = 0,15$$

Zuerst wird der Drahtdurchmesser d vorgewählt.

$$\pm d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F_{\max} \cdot D_e} = 0,15 \cdot \sqrt[3]{134 \text{ N} \cdot 15 \text{ mm}} \approx 1,89 \text{ mm}$$

Nach DIN 2076 wird vorerst ein Drahtdurchmesser von $d = 2,5 \text{ mm}$ gewählt, da aus 5.1.2 die tatsächliche Federkraft bei einem d von 2 mm bekannt ist. Bei dieser Drahtstärke wäre es auch mit sechs Druckfedern nicht möglich die nötige Kraft aufzubringen. Der mittlere Windungsdurchmesser D ergibt sich wie folgt.

$$D = D_e - d = 15 \text{ mm} - 2,5 \text{ mm} = 12,5 \text{ mm}$$

Für Drahtdurchmesser mit einem Querschnitt größer 17 mm , können kaltgeformte Druckfedern verwendet werden. Daher gilt für die Gesamtwindungszahl:

$$n_t = n + 2 = 50 + 2 = 52$$

Summe der Mindestabstände

$$S_a = \left[0,0015 \cdot \left(\frac{D^2}{d} \right) + 0,1 \cdot d \right] \cdot n = \left[0,0015 \cdot \left(\frac{(12,5 \text{ mm})^2}{2,5 \text{ mm}} \right) + 0,1 \cdot 2,5 \text{ mm} \right] \cdot 42 = 14,44 \text{ mm}$$

$$d_{\max} = d + e_s = 2,5 \text{ mm} + 0,035 \text{ mm} = 2,035 \text{ mm}$$

Blocklänge

$$L_c \leq n_t \cdot d_{\max} = 52 \cdot 2,035 \text{ mm} = 105,82 \text{ mm}$$

Kleinste zulässige Federlänge

$$L_n = L_c + S_a = 105,82 \text{ mm} + 14,44 \text{ mm} = 120,26 \text{ mm}$$

Kleinste Länge der unbelasteten Feder

$$L_0 = s_n + L_c + S_a = 35 \text{ mm} + 105,82 \text{ mm} + 14,44 \text{ mm} = 155,26 \text{ mm}$$

Nachweis der tatsächlichen Federrate

$$R_{\text{ist}} = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D^3 \cdot n} = \frac{81500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{8} \cdot \frac{(2,5 \text{ mm})^4}{(12,5 \text{ mm})^3 \cdot 42} = 4,85 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$F_{\text{Feder, ist}} = R_{\text{ist}} \cdot s = 4,85 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 35 \text{ mm} = 169,75 \text{ N}$$

Die vorhandene Druckkraft pro Feder liegt somit über der erforderlichen Federkraft.

Nachweis der tatsächlich vorhandenen Schubspannung.

$$\tau_{\text{vorh.}} = \frac{F_{\max} \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d^3} = \frac{169,75 \text{ N} \cdot \frac{12,5 \text{ mm}}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot (2,5 \text{ mm})^3} = 345,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die zulässige Schubspannung $\tau_{\text{zul.}}$ beträgt nach TB 10-11 ungefähr $765 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Die tatsächlich

vorhandene Schubspannung liegt demnach unter dem zulässigen Wert.

Anzahl der wirksamen Windungen

$$n' = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D^3 \cdot R_{\text{Soll}}} = \frac{81500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{8} \cdot \frac{(2,5 \text{ mm})^4}{(12,5 \text{ mm})^3 \cdot 4 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} \approx 51$$

5.2.3 Alternative zum Schraubenfederkonzept

Die benötigte Kraft von 800 N, die notwendig ist um die Stahlblechhinterkante in die gewünschte Stellung zu verformen, kann zwar durch eine bestimmte Anzahl von Druckfedern aufgebracht werden, allerdings wird dadurch folgendes Problem aufgeworfen. Da die Federkraft kontinuierlich wirkt, müssen die pneumatischen Muskeln dieser Kraft entgegenwirken um die Hinterkante in ihre Ausgangsposition zurückzuziehen. Wie dem Kapitel 3.1 zu entnehmen ist, können die Muskeln durch ihr degressives Verhalten, bei einer Kontraktion von 35 mm nur noch 50 N pro Stück aufbringen. Das würde bedeuten, dass entweder eine höhere Anzahl oder eine größere Ausführung der Muskelemente benötigt werden. Aus Platzgründen die nächst größerer Bauform zu verwenden ist nicht möglich. Allerdings würde man 16 pneumatische Muskeln der verwendeten Baugröße benötigen um die erforderliche Kraft von 800 N aufzubringen. Das ist ebenfalls aus Platzgründen nicht möglich und wäre ein unverhältnismäßig hoher Aufwand. Die Lösung des Problems kann daher nur daraus bestehen, die Kraft die zur Verformung notwendig ist, nur dann aufzubringen, wenn sie gebraucht wird.

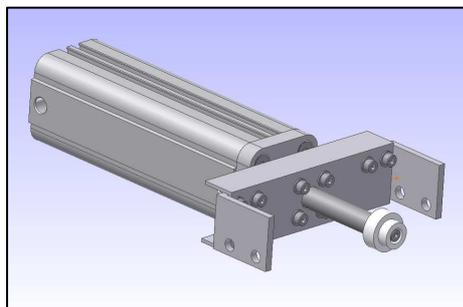


Abb. 47: Kompaktzylinder mit Aufhängung

Dies kann z.B. durch Pneumatikzylinder durchgeführt werden. Das System ist dann allerdings nicht mehr ausfallsicher (fail-safe). Da es sich aber um ein Windkanalmodell handelt, fällt dieser Nachteil weniger ins Gewicht. Der Mehraufwand für die Steuerung ist ebenfalls gering. Da der Bauraum im Flügel begrenzt ist, musste aus Platzgründen ein Kompaktzylinder gewählt werden. Dieser ist teurer als das Standardmodell und auch nur in doppelwirkender Ausführung erhältlich. Auf die pneumatischen Muskeln als Rückstellelement soll aber aus mehreren Gründen nicht verzichtet werden. Der Weg den die Mitnehmerleiste ausführt, ist nicht parallel zur Kolbenbewegung des Zylinders. Das kommt daher, weil die Lage der Mitnehmerleiste geneigt und nicht ausreichend Platz vorhanden ist, den Kolben dementsprechend anzuordnen, das eben diese Parallelität hergestellt ist. Die Kraftübertragung

vom Zylinder geschieht daher über eine Gleitfläche. Hierfür ist an der Kolbenstange ein Kunststoffelement angebracht um die Reibung so gering wie möglich zu halten. Außerdem dienen die Muskeln als Wegbegrenzer, da die Endlage der Zylinderstange nur durch ihre Gesamtlänge definiert ist. Die theoretische Kraft des Kompaktzylinders beträgt bei 6 bar 480 N. Bei der Verwendung von zwei Zylindern und vier Muskelementen, welche pro Stück eine Zugbelastung von ca. 300 N aufnehmen können, ist die Sicherheit hier gewährleistet.

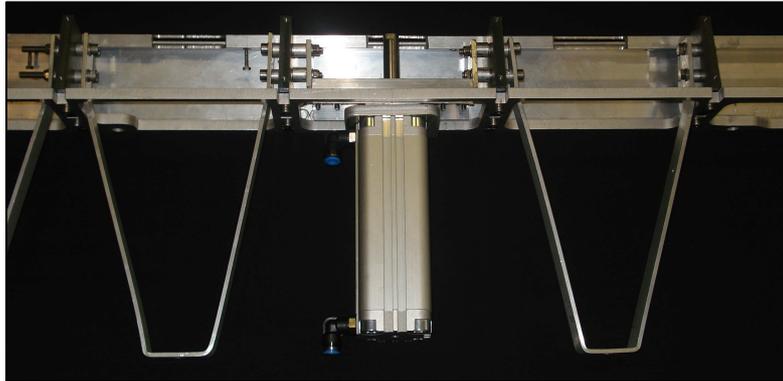


Abb. 48: Kompaktzylinder im eingebautem Zustand

5.2.4 Praxistest

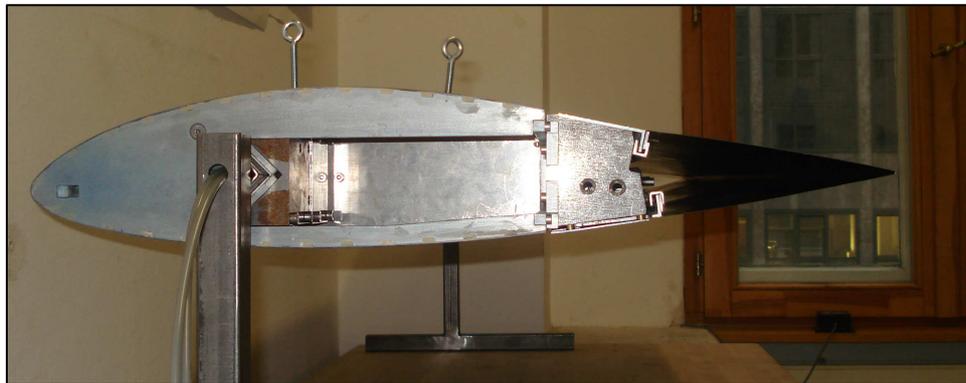


Abb. 49: Stahlblechkonzept 1 in Ausgangsposition

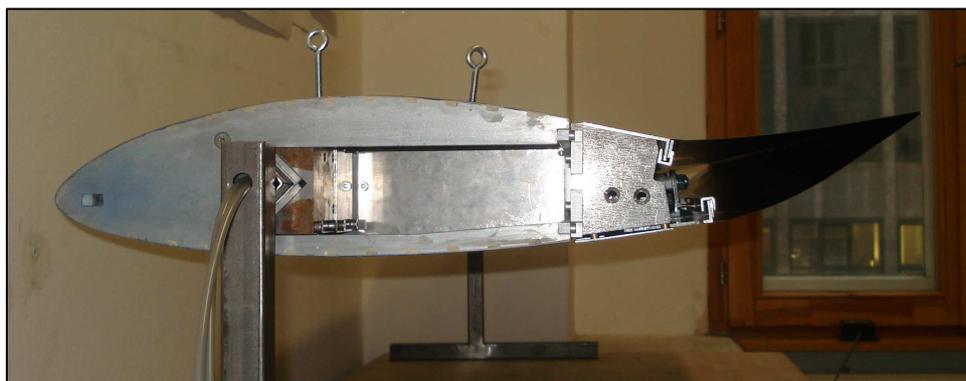


Abb. 50: Stahlblechkonzept 1 in Mittelstellung

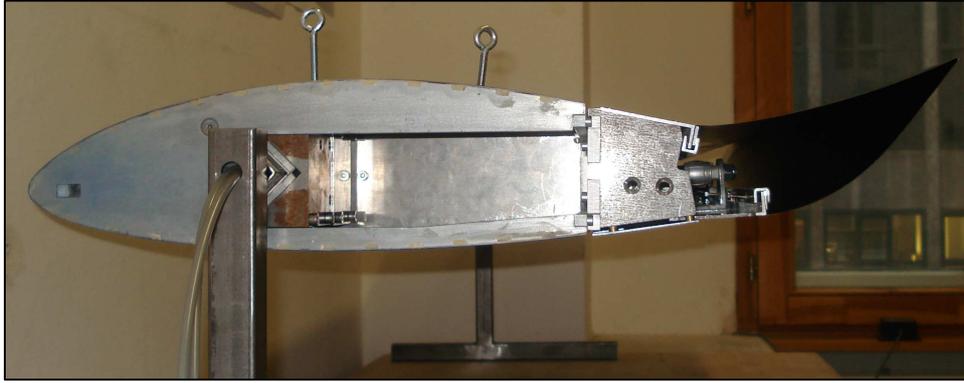


Abb. 51: Stahlblechkonzept 1 in Endposition

5.2.5 Beurteilung des Stahlblechkonzept 1

Auf den Abb. 49 bis 51 sind verschiedene Laststellungen der Stahlblechhinterkante zur Auftriebsverringerung abgebildet. Da die zur Verformung notwendige Kraft im direkten Verhältnis zur Steifigkeit steht, ist die Kontur wesentlich formbeständiger als die Aluminiumblechhinterkante. Die bauchige Form an der Unterseite ist daher auch geringer ausgeprägt. Eine bleibende, plastische Verformung ist hier nicht feststellbar. Das Profil kehrt wieder in die Ausgangslage zurück. Das Gewicht des Blechs ist mit ca. 1,7 kg zwar wesentlich schwerer als das Aluminiumblech, stellt jedoch keine Beeinträchtigung in irgendeiner Weise da. Eine zusätzliche Verstärkung ist hier nicht notwendig bzw. auch nicht möglich, da dies ein zusätzlicher Kraftaufwand für die Formgebung darstellt. Durch die hohen Spannungen die im System wirken, wird die Befestigungsschiene stark verformt. Die FEM-Analyse in Kapitel 6.3 zeigt, dass die Grenzen der Belastbarkeit hier schon beinahe erreicht sind. Auch hier wurden die verschiedenen Laststellungen in Kapitel 11 auf ihre aerodynamischen Eigenschaften untersucht. Ein entscheidender Vorteil dieses Materialkonzepts ist die zu erwartende Formbeständigkeit im Windkanal, wodurch das strömungstechnische Verhalten reproduzierbarer ist.

5.3 Stahlblechkonzept 2

Neben den beiden Profilkonturen zur Auftriebsverringern ist diese Hinterkante ein Konzept zur Erhöhung der Auftriebskraft. Durch die positiven Ergebnisse hinsichtlich der Formbeständigkeit der in Kapitel 5.2 gezeigten Hinterkante, wurde auch hier ein Stahlblech mit einer Stärke von 0,4 mm verwendet. Die Hinterkante soll sich demnach zur Unterseite des Flügelprofils verformen. Dafür wurden lediglich die Abmessungen des bereits vorhandenen Biegeblechs geändert. Die untere Schenkellänge wurde dahingehend verkürzt, dass bei komplett ausgefahrener Befestigungsschiene, die Ausgangsposition des Flügelmodells erzeugt wird. Werden die Muskeln betätigt, ziehen diese die Hinterkante in die entsprechend gewünschte Stellung (Abb. 52 bis 54). Die Rückstellung erfolgt durch die Pneumatikzylinder.

5.3.1 Ermittlung der aufzubringenden Kräfte

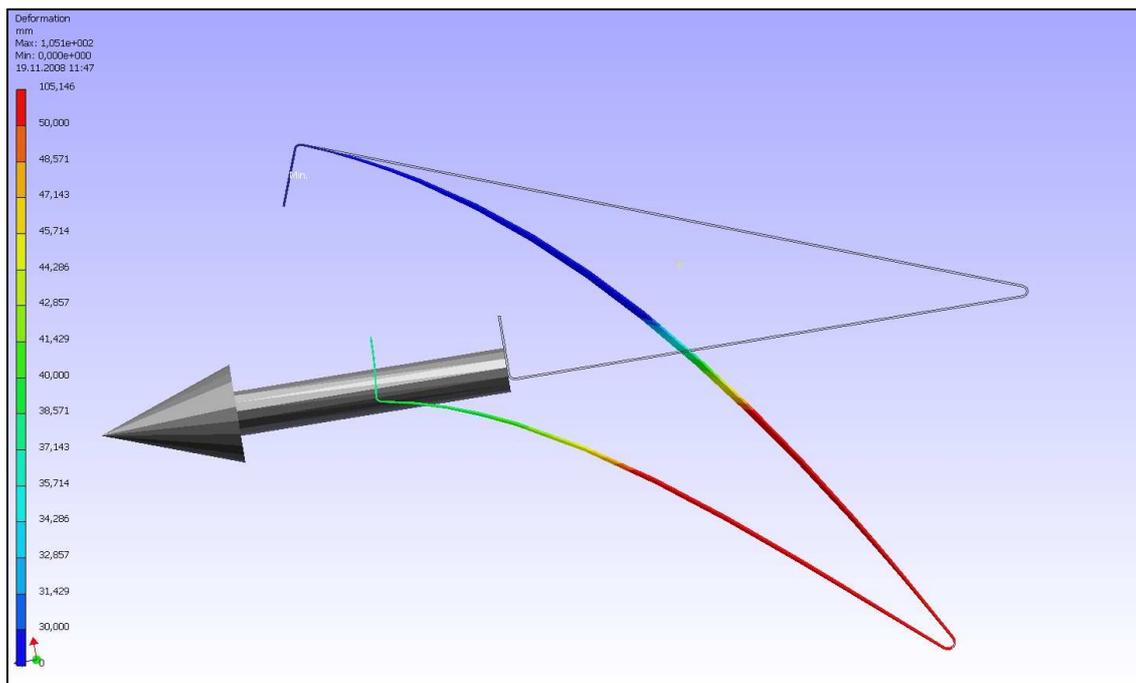


Abb. 52: FEM Schaubild zur Verformung der Stahlblechhinterkante 2

Die FEM-Analyse der Stahlblechhinterkante zur Auftriebssteigerung ergab, dass eine Kraft von 1000 N erforderlich wäre, um die Verstelleinheit um den gewünschten Weg von 35 mm zu verschieben und damit die Endposition der Hinterkante zu erreichen. Das FEM-Netz wurde auch hier automatisch generiert. Eine Knotenanzahl von 3873 und 520 Elementen war für dieses Bauteil ausreichend. Eine manuelle Verfeinerung des Maschennetzes ergab keine nennenswerten Abweichungen.

	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	0,471 N/mm ²	838,4 N/mm ²
Maximale Hauptspannung	-67,87 N/mm ²	834,7 N/mm ²
Minimale Hauptspannung	-841,9 N/mm ²	109,1 N/mm ²
Deformation	0 mm	105,1 mm
Sicherheitsfaktor	0,247	-

Tabelle 5: Ergebnisübersicht zur FEM Analyse der Stahlblechhinterkante, Konzept 2

Auch hier ergab die FEM-Rechnung dass die gewünschte Verformung eine Zerstörung nach sich ziehen würde. Ebenfalls sollte diese Variante trotzdem ausprobiert werden, da kein Dauereinsatz des Modells geplant ist.

5.3.2 Praxistest



Abb. 53: Stahlblechkonzept 2 in Ausgangsposition

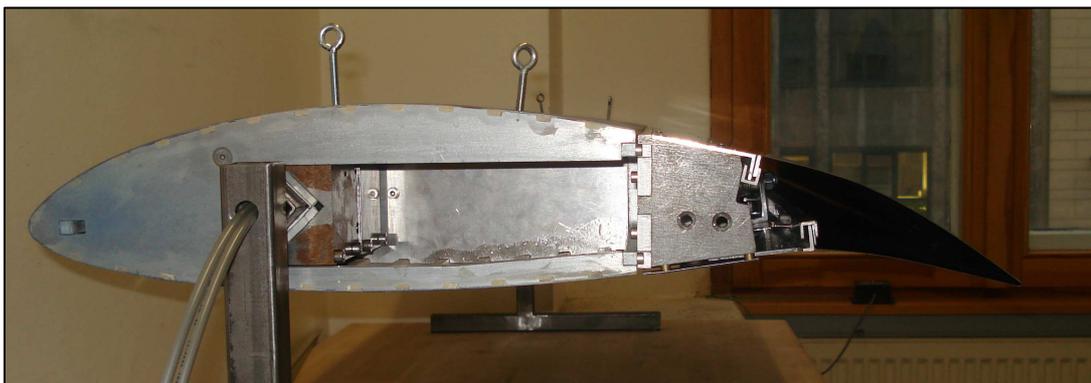


Abb. 54: Stahlblechkonzept 2 in Mittelstellung

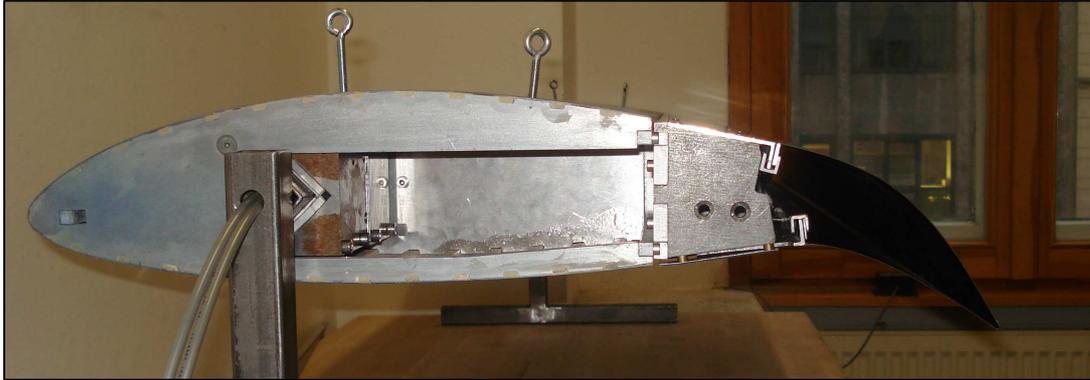


Abb. 55: Stahlblechkonzept 2 in Endposition

5.3.3 Beurteilung

Wieder erwarten lässt sich die Befestigungsschiene komplett einziehen und eine Kontur der Hinterkante entsprechend Abb. 55 erzeugen. Die FEM-Analyse ergab, dass ein Kraftaufwand von 1000 N notwendig ist um dieses Stahlblech zu verformen. Die Kennlinie der pneumatischen Muskeln ist degressiv (Siehe Kapitel 3.1). Bei einer Muskelkontraktion von null Prozent kann laut Diagramm 480 N pro Muskel aufgebracht werden. Bei einer Kontraktion von 35 mm, für einen kompletten Einzug der Befestigungsschiene, ziehen die Muskeln nur noch mit 50 N pro Stück. Daraus lässt sich ein ebenfalls degressives Verhalten bei der Verformung der Hinterkante ableiten, da ein Erreichen der Endposition sonst nicht möglich wäre. Abweichungen der Muskelkennlinie sind zwar auch möglich, jedoch nicht in der Höhe, dass sich damit die auftretende, starke Verformung erklären ließe. Die Steifigkeit dieser Smart Blade Variante ist sehr hoch. Dies kommt durch die Gegebenheit, dass bei der maximalen Auslenkung, die Befestigungsschiene ganz eingezogen ist, wodurch dem System zusätzlich Stabilität verliehen wird. Durch die etwas größere Biegung bei dieser Variante, stellt sich auch ein kleiner Anteil von plastischer Verformung ein, der für die Versuchszwecke aber keine Beeinträchtigung darstellt. Auch dieses Konzept wurde auf seine strömungstechnischen Eigenschaften in Kapitel 11 untersucht.

6 FEM Analyse beanspruchter Bauteile

In den folgenden Kapiteln werden die Ergebnisse der FEM-Analyse bestimmter Bauteile gezeigt. Es wurden nur Bauteile nachgerechnet, bei denen eine hohe Belastung zu vermuten war. Dazu gehören die Aktorenbefestigungen (Pneumatikzylinderaufhängung, Muskelhalter) und die Befestigungsschiene.

6.1 Pneumatikzylinderaufhängung

Die im Kapitel 5.2.3 beschriebene Befestigungsvorrichtung dient dazu, jeweils einen Kompaktzylinder an der Verstellvorrichtung zu fixieren und die bei der Ansteuerung entstehenden Kräfte aufzunehmen bzw. weiterzuleiten. Bestehend aus einem 40x20 U-Profil mit 2 mm Stärke, zwei Winkelprofilen mit 4 mm Stärke und einem Flansch mit einer Stärke von 10 mm, wurde diese Aufhängung komplett aus bereits vorhandenen Aluminiumhalbzeugen und Profilen gefertigt. Einerseits um Kosten zu sparen und vorhandene Materialien zu verwerten sowie andererseits um ein schnelles Ergebnis zu erhalten. Denn eine externe Fertigung bzw. die Bestellung von Bauteilen wäre zu zeitaufwendig gewesen- Auch im Fall, dass die erdachte Zylinderlösung aus etwaigen Gründen nicht funktioniert hätte.

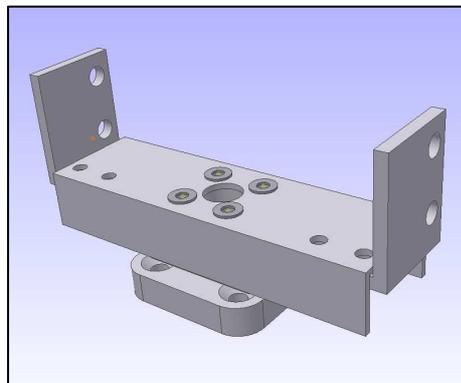


Abb. 56: Pneumatikzylinderaufhängung

Die maximale Druckkraft der Kompaktzylinder beträgt laut Datenblatt (Anhang A.2) 483 N pro Stück bei einem Druck von 6 bar. Dieser Wert wurde als größtmögliche Belastung für die Aufhängung angenommen und wurde bei der Rechnung auf die vier Punkte verteilt an denen die Schrauben sitzen, welche das U-Profil mit dem Flansch verbinden. Die Steuerung verhindert eine mögliche gleichzeitige Ansteuerung der pneumatischen Aktoren. Für den Fall einer gemeinsamen Ansteuerung hätte die maximale Zugkraft aller vier Muskeln zur höchstanzunehmenden Last addiert werden müssen.

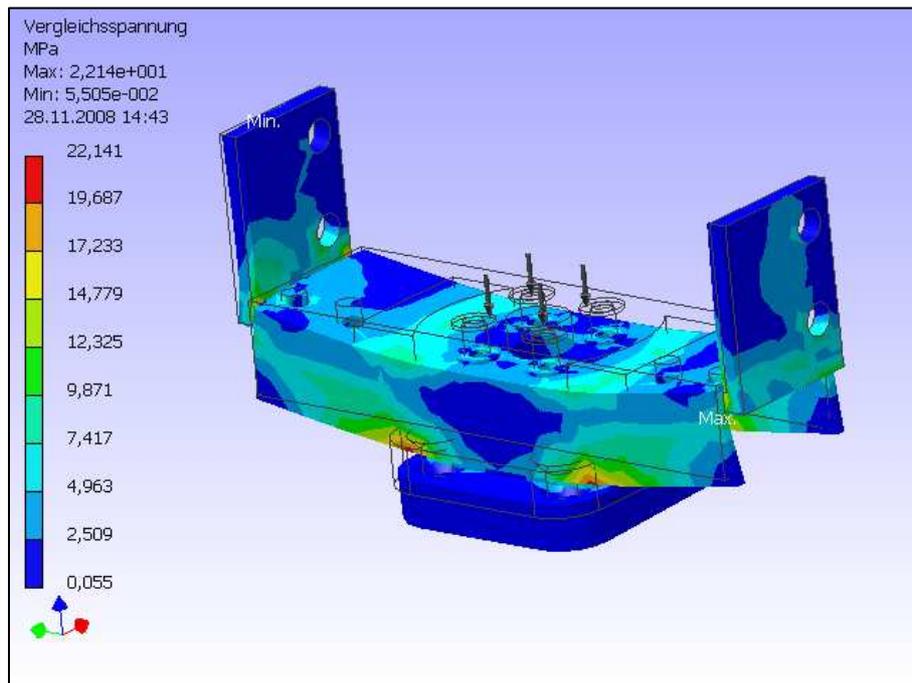


Abb. 57: FEM Schaubild zur Vergleichsspannung an der Zylinderaufhängung

Das FEM-Netz wurde bei dieser Rechnung automatisch erstellt und besteht aus 15625 Knoten und 2240 Elementen. Die Stelle an der die größte Belastung auftritt, befindet sich an der Unterseite des U-Profiles. Eine Verfeinerung des Netzes war nicht notwendig, da das Bauteil an der Stelle keine komplexen Strukturen aufweist, an der sich z.B. durch Kerbwirkung hohe Spannungsspitzen ausbilden könnten. Das Gesamtgewicht der Zylinderaufhängung beträgt 0,211 kg.

	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	0,055 N/mm ²	22,14 N/mm ²
Maximale Hauptspannung	-3,187 N/mm ²	27,26 N/mm ²
Minimale Hauptspannung	-15,34 N/mm ²	5,948 N/mm ²
Deformation	0 mm	0,031 mm
Sicherheitsfaktor	10,2	-

Tabelle 6: Ergebnisübersicht zur FEM Analyse der Pneumatikzylinderaufhängung

Wie der Tabelle 6 zu entnehmen ist, liegen die Werte unter den zulässigen Spannungen. Mit einer Mindest-Sicherheit von 10,2 ist das Bauteil zwar überdimensioniert, eine Optimierung würde allerdings keinen erwähnenswerten Vorteil bieten.

6.2 Befestigung für pneumatische Muskeln

Ein weiteres auf Belastung zu untersuchendes Bauteil ist die Befestigung der pneumatischen Muskeln. Diese besteht aus einem gebogenen, 20 mm breiten und 2 mm starkem Aluminiumflachprofil. Die Gesamtlänge des gebogenen Teils beträgt ca. 210 mm. Das Gesamtgewicht beträgt nur 62 g.

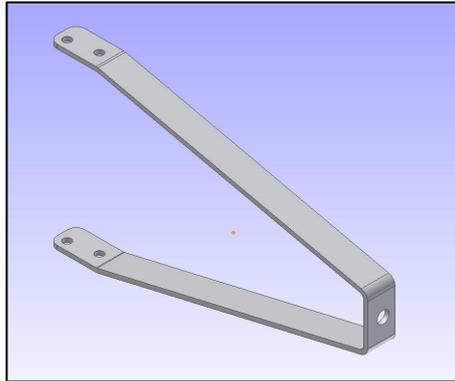


Abb. 58: Befestigung für pneumatische Muskeln

Die höchste anzunehmende Belastung tritt auf, wenn die Pneumatikzylinder die Hinterkante zur Auftriebsverringern (Aluminiumkonzept, Stahlkonzept 1) in die Endposition drücken und die Muskeln die komplette Kraft der Kolben aufnehmen, da sie gleichzeitig als Wegbegrenzer dienen. Verteilt man die 966 N, mit denen die zwei Kolben maximal wirken, auf vier Muskelbefestigungen, ergibt das einen Betrag von 241,5 N. Jeder der Muskeln kann zwar in eine Zugkraft von 480 N erzeugen, jedoch nur ausgehend von null Prozent Kontraktion. In diesem Stadium werden die Kräfte in Verformungsenergie umgewandelt um die Hinterkante zurück in die Ausgangslage zu bringen. Der Rückfedereffekt der Hinterkante unterstützt diesen Einfluss zusätzlich. Bei komplett eingezogener Mitnehmerschiene, wenn die Muskelkraft ausschließlich von den Haltern aufgenommen werden, beträgt die Zugkraft aufgrund des degressiven Verhaltens nur noch 50 N pro Muskel (siehe Kapitel 3.1). Eine gleichzeitige Ansteuerung der Muskeln und Zylinder ist wie schon im vorherigen Kapitel erwähnt, nicht möglich. Von einer Addition der Kräfte muss daher nicht ausgegangen werden.

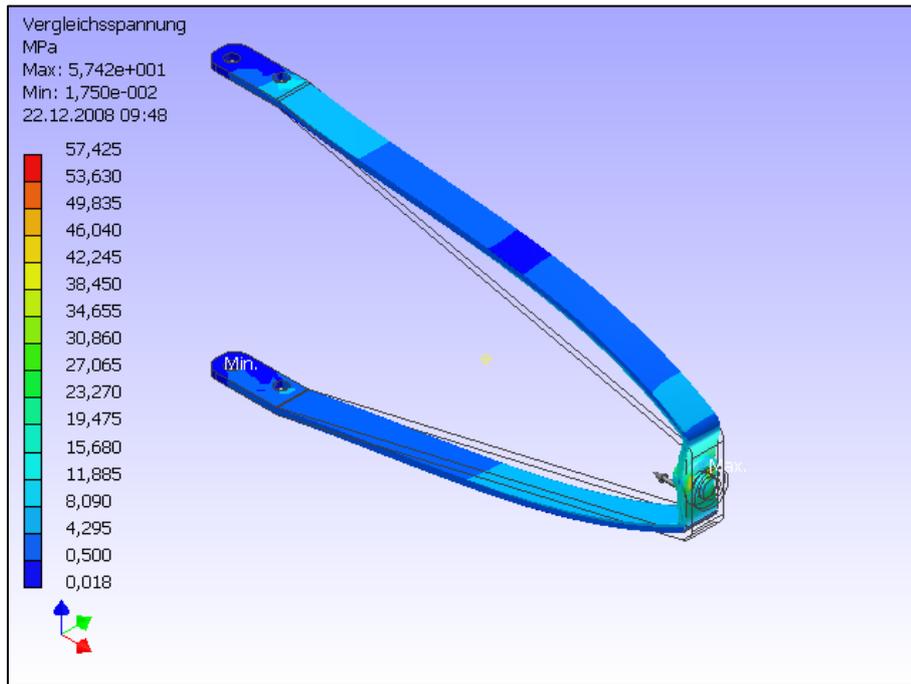


Abb. 59: FEM Schaubild zur Vergleichsspannung der Muskelbefestigung

Das FEM-Maschennetz wurde mit 2551 Knoten und 1145 Elementen automatisch erzeugt.

	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	0,018 N/mm ²	57,42 N/mm ²
Maximale Hauptspannung	-5,298 N/mm ²	56,29 N/mm ²
Minimale Hauptspannung	-57,0 N/mm ²	5,003 N/mm ²
Deformation	0 mm	0,159 mm
Sicherheitsfaktor	4,79	-

Tabelle 7: Ergebnisübersicht der FEM Analyse der Befestigung für pneumatische Muskeln

Die höchste Belastung bei diesem Bauteil entsteht in der Umgebung der Verbindung von Muskel und Halter. Mit einem Sicherheitsfaktor von 4,79 ist dieses Bauteil ausreichend ausgelegt.

6.3 Bewegliche Befestigungsschiene der Blatthinterkante

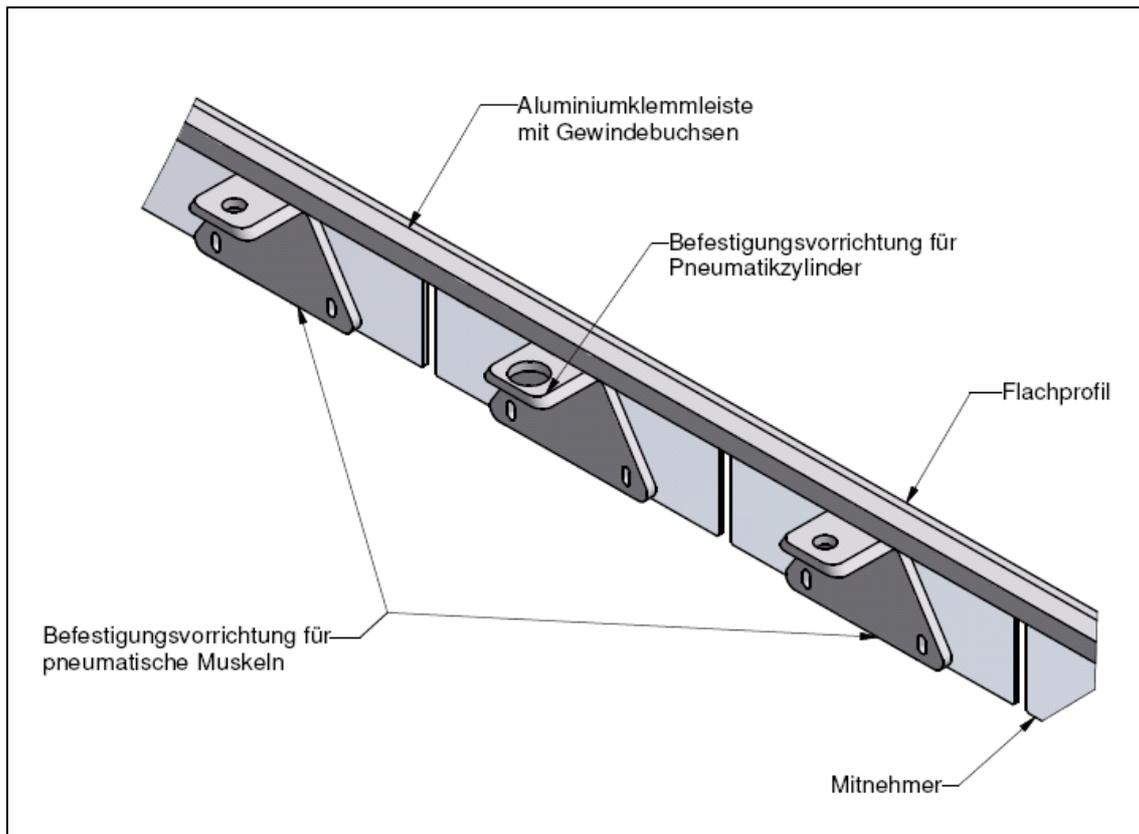


Abb. 60: Befestigungsschiene der Blatthinterkante

Die Mitnehmerschiene leitet die Kraft der pneumatischen Elemente weiter an die Flügelhinterkante und umgekehrt. Damit ist dieses Bauteil Kernstück des Bewegungsapparats und dementsprechenden Belastungen ausgesetzt. Die Winkelprofile, welche die Aktoren mit der Mitnehmerleiste verbinden, bestehen aus 4 mm starken Profilen. Die Mitnehmerleiste selbst besteht aus einem 2 mm dicken Winkelprofil und streckt sich über die gesamte Flügellänge mit 1546 mm. Das Gesamtgewicht mit allen auf der Abb. 60 gezeigten Bauteilen beträgt 1,2 kg.

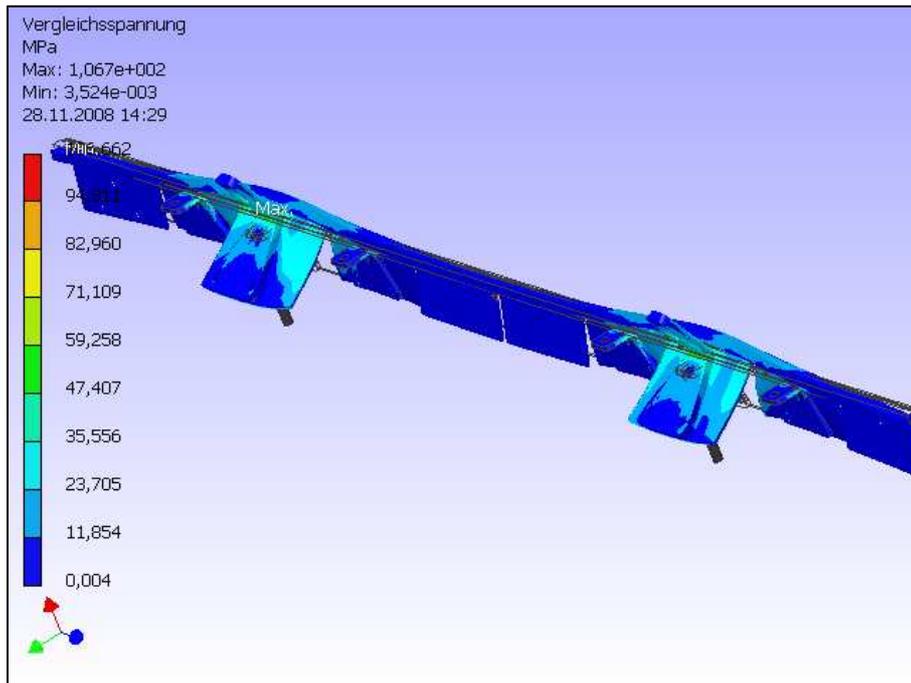


Abb. 61: FEM Schaubild zur Vergleichsspannung der Befestigungsschiene

Das FEM-Netz ist wie bei den vorangegangenen Rechnungen automatisch generiert worden. Die maximale Belastung tritt hier im Bereich der Führungsschlitze auf, welche neben den Winkeln zur Zylinderbefestigung liegen. Da in diesem Bereich die Gefahr der Kerbwirkung relativ hoch ist, wurde dort das FEM-Maschennetz manuell verfeinert. Der Gesamtbetrag der Knoten beträgt nun 32802 bei 16460 Elementen.

	Minimum	Maximum
Vergleichsspannung	0,012 N/mm ²	113,2 N/mm ²
Maximale Hauptspannung	-28,3 N/mm ²	127,3 N/mm ²
Minimale Hauptspannung	-116,1 N/mm ²	33,78 N/mm ²
Deformation	0 mm	1,636 mm
Sicherheitsfaktor	2,43	-

Tabelle 8: Ergebnisübersicht zur FEM Analyse der beweglichen Befestigungsschiene

Die Auslegung dieses Systems ist mit einer Sicherheit von 2,43 effizient ausgelegt.

7 Klemmleiste zur Blechbefestigung

Diese Leiste dient der Befestigung der Blechhinterkante an der Mitnehmerschiene bzw. am oberen Teil der Verstellvorrichtung. Da dieses U-Profil für die nötige Biegesteifigkeit der Mitnehmerleiste eine erhebliche Rolle spielt, musste eine Möglichkeit gefunden werden, genügend Spannkraft mit einem 10x10x2 Aluminium U-Profil zu erzeugen, um die Hinterkante an den erwähnten Stellen festzuklemmen. Ein größeres Profil konnte aufgrund des vorhandenen Bauraums nicht verwendet werden. Jedoch war eine Befestigung mittels Gewinde so nicht umzusetzen, da bei 2 mm Materialstärke und z.B. einem M3er Gewinde bei einer Steigung von 0,5 nur maximal vier Gewindegänge im Eingriff wären. Bei Aluminium als Werkstoff wäre dies aus Festigkeitsgründen nicht möglich gewesen. Vergleichbare genormte U-Profile aus Stahl sind jedoch erst ab einer Größe von 15x20x2 erhältlich und somit nicht mehr geeignet. In den nachfolgenden Kapiteln werden einige Lösungsbeispiele vorgestellt.

7.1 Alu U-Profil

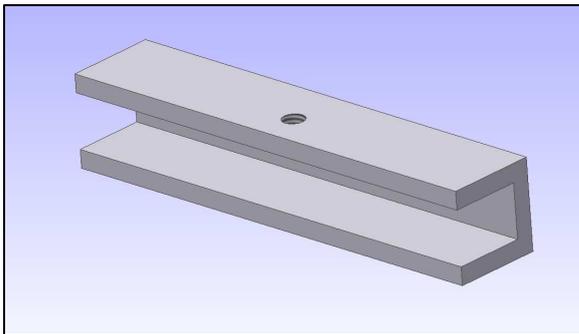


Abb. 62: Aluminium U-Profil mit M3 Gewinde

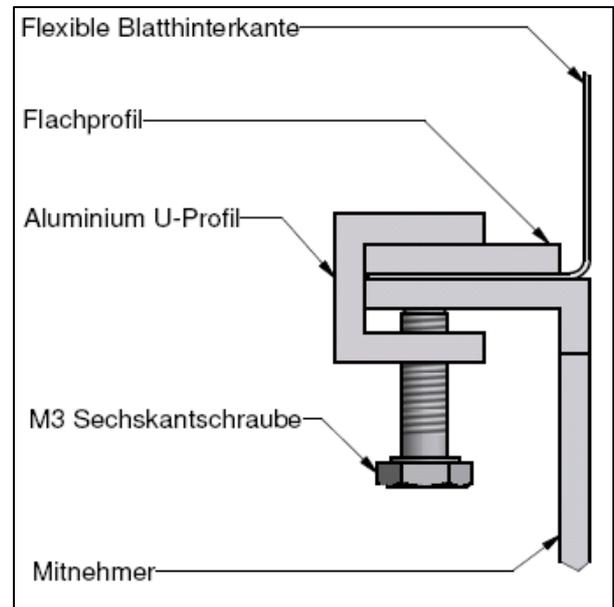


Abb. 63: Aluminium U-Profil im eingebautem Zustand

Die Abb. 62 und 63 zeigen eine Lösung bei der die Festklemmung durch M3 Gewindeschrauben geschieht, die direkt in das U-Profil eingeschraubt werden. Die Durchführung ist auf diese Weise nicht möglich, da bei einem Werkstoff mit so geringer Härte wie Aluminium, das Gewinde beim Anziehen zerstört wird.

7.2 Stahlklemmleiste

Eine Alternative zu der im vorangegangenen Kapitel wäre die Fertigung einer selbst entworfenen, den Anforderungen entsprechenden Leiste. Der Vorteil hierin läge, dass die Maße und das Material, exakt an die Bedingungen angepasst werden könnten. Dadurch würde das Flachprofil (Abb. 63) entfallen. Würde man als Werkstoff z.B. Stahl verwenden, wäre es möglich die Gewinde direkt in das Profil zu schneiden.

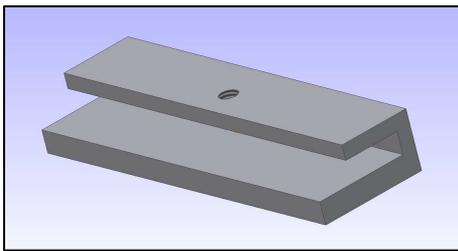


Abb. 64: Stahlklemmleiste mit M3 Gewinde

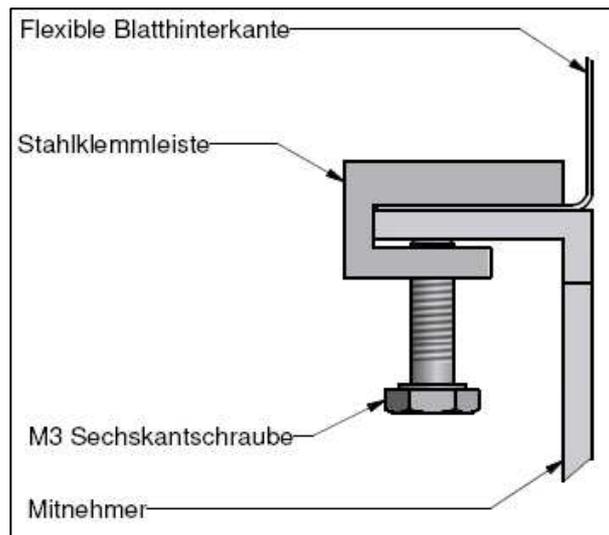


Abb. 65: Stahlklemmleiste im eingebautem Zustand

Die Fertigung des Profils mit einer Länge von 1546 mm, z.B. durch Fräsen der Kontur aus einem entsprechenden Vierkant-Halbzeug, ist aus wirtschaftlichen Gründen nicht möglich. Zu viele Arbeitsschritte wären nötig, da handelsübliche CNC-Fräsmaschinen nur für Werkstückgrößen zwischen 700 mm und 1000 mm ausgelegt sind und das Bauteil mehrmals in der entsprechenden Maschine umgespannt werden müsste. Die Kosten für die Fertigung einer dieser Leisten betragen ca. 350 Euro. Die einzige Möglichkeit das ganze ökonomischer umzusetzen, wäre der Einsatz einer Langbettfräsmaschine, wobei auch die Bearbeitung längerer Werkstücke möglich ist. Eine Fertigungsfirma, die das beschriebene Verfahren benutzt, wurde nicht gefunden.

7.3 Alu U-Profil mit Gewindebuchsen

Die Endgültige Lösung ist eine Kombination aus einem Aluminium U-Profil und einer entsprechenden Anzahl Gewindebuchsen aus Stahl. Die Buchsen haben einen Durchmesser von 5 mm und einen Absatz mit 7 mm.

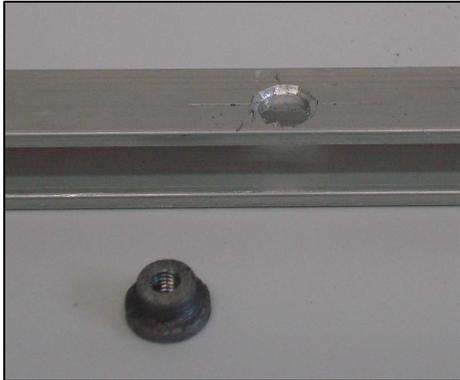


Abb. 66: Aluminium U-Profil mit M3 Gewindebuchse

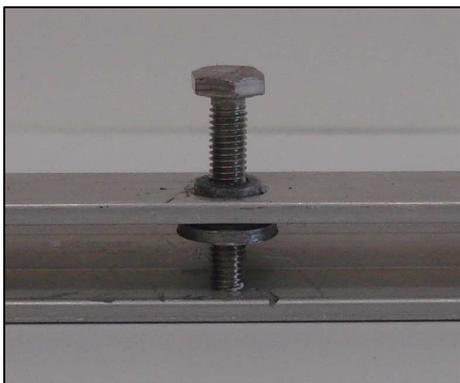


Abb. 68: Aluminium U-Profil mit Gewindebuchse und Schraube

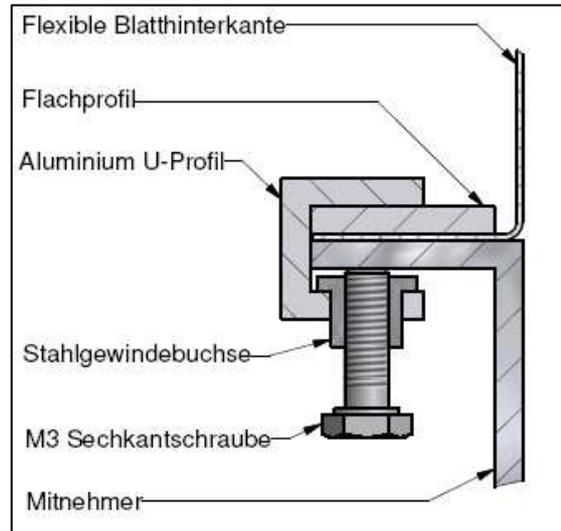


Abb. 67: Aluminium U-Profil mit Gewindebuchse im eingebautem Zustand

Die Gewindebuchsen wurden in der firmeneigenen Werkstatt hergestellt. Aus einem 8 mm Rundstahl wurden die entsprechenden Formen gedreht und mit einem M3 Gewinde versehen. Die Buchsen benötigen keine weitere Fixierung, da sie mit ihrer rauen Bearbeitungsoberfläche wie eine Verzahnung funktionieren, wenn sie in das Aluminiumprofil eingesetzt werden. Pro Klemmleiste sind 12 Gewindebuchsen über die Länge verteilt.

8 Stabilisierung und Formgebung der Blatthinterkante

In diesem Kapitel werden einige Methoden vorgestellt, mit denen die Form und die Steifigkeit der Smart Blade Hinterkante, hinsichtlich der strömungstechnischen Optimierung beeinflusst werden kann. Um möglichst realitätsnahe Ergebnisse zu erzielen, wurde in praktischen Versuchen die Auswirkungen der verschiedenen Konzepte untersucht und die Zweckmäßigkeit für dieses Projekt beurteilt.

8.1 Innere Blechversteifung

Ein Verfahren mit dem mehr Festigkeit in die Hinterkantenform gebracht werden sollte, war der Versuch dies mit einem Blechgerüst in der Hinterkante zu probieren. Hintergrund hierzu war die Überlegung einer selbstunterstützenden Struktur. In der Ausgangslage des Flügels ist das innere Blech entsprechend Abb. 69 geformt. Wird die Hinterkante nun angesteuert, fährt die Befestigungsschiene heraus, wodurch sich die Abstände zwischen den Innenseiten vergrößern. Das Stabilisierungsblech sollte gerade so ausgelegt sein, das bei der Endposition der Steuerkante, eine Strecke zwischen den beiden Fixierungspunkten entsteht ohne das Außenblech zu deformieren (Abb. 70).



Abb. 70:
Blechversteifung im
Ausgangszustand



Abb. 69:
Blechversteifung in
Endposition

Alle Tests wurden mit einer 0,3 mm starken Aluminiumblechprobe zur Simulation der Smart Blade Außenhaut durchgeführt. Für die Stabilisierung wurden Blechstärken von 0,1 mm bis 0,4 mm ebenfalls aus Aluminium verwendet. Es ließ sich bei allen Stabilisierungsblechstärken eine spürbar höhere Festigkeit des gesamten Systems feststellen. Demgegenüber standen einige gravierende Nachteile. Bei dünneren Blechstärken als 0,3 mm war die Erhöhung der

Formstabilität nur sehr gering und verzeichnete auch erst in der Endposition einen Effekt. Bei der Verwendung von dickeren Blechstärken als 0,3 mm wurde die äußere Form durch die Spannung des inneren Gerüsts in jeder Laststellung stark deformiert. Endgültig zum Ausschluss dieser Verstärkungsmethode führte die Simulation von einer Krafteinwirkung, wie sie durch die Druckverteilung bei einer Anströmung des Flügels zu erwarten ist. Dies führte dazu, dass sich an den Befestigungspunkten starke Ausbeulungen der Hinterkante ausbildeten, wodurch die aerodynamische Form gravierend gestört wurde. Von einer Umsetzung dieses Konzepts war daher abzusehen.

8.2 Mitnehmer für Schaumstoffreihe/beweglicher Schaumstoffkern

Die Versuche die im vorangegangenen Kapitel beschrieben wurden, haben gezeigt, dass mit einer selbstunterstützenden Struktur nicht die gewünschte Formsteifigkeit in das System gebracht werden kann. Ein anderer Ansatz war daher die Unterstützung der Smart Blade Kontur mit einem inneren, beweglichem Kernstück zu verwirklichen. Eine Winkeländerung der Reihe von Schaumstoffformstücken folgt der Außenhautverformung. Die beiden Bewegungsabläufe (Innenteil, Hinterkantenblech) müssen daher synchron durchgeführt werden. Sinnvoll ist es daher die bereits vorhandene lineare Bewegung der Mitnehmerschiene auszunutzen und als Antrieb zu verwenden. Auch bei diesem System wurde das konstruktive Design auf bereits vorhandene Materialien abgestimmt um eine schnelle Fertigung in der firmeneigenen Werkstatt zu ermöglichen.

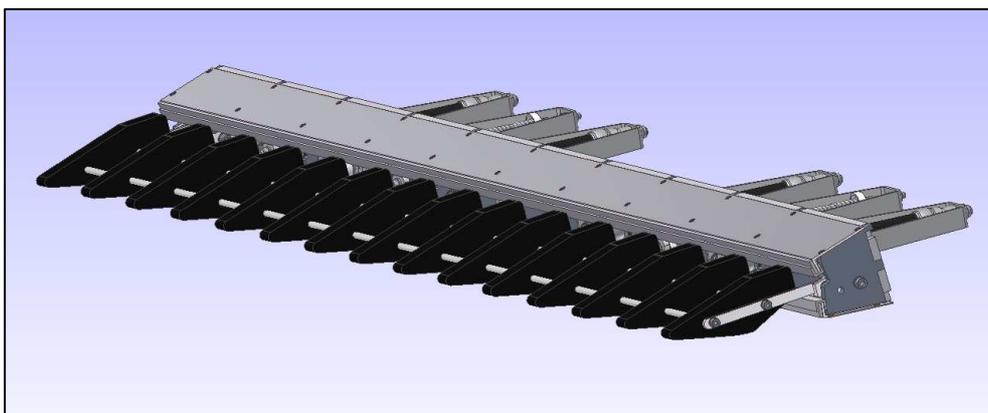


Abb. 71: Verstelleinheit mit beweglichem Schaumstoffkern

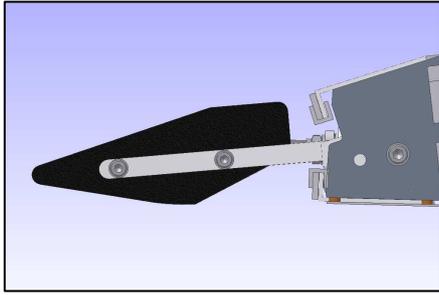


Abb. 72: Schaumstofffreihe in Ausgangsstellung

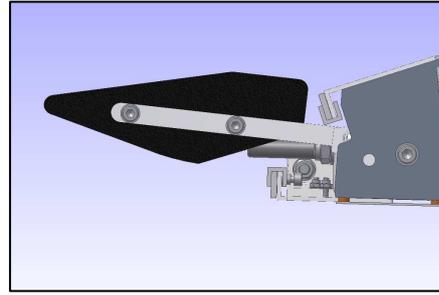


Abb. 73: Schaumstofffreihe in Endposition

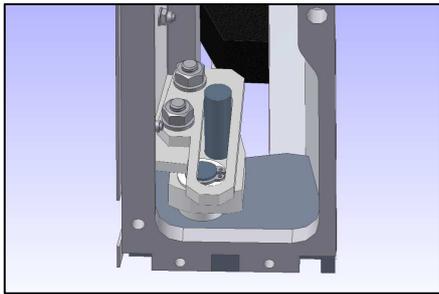


Abb. 74: Führungsschiene in Ausgangsstellung

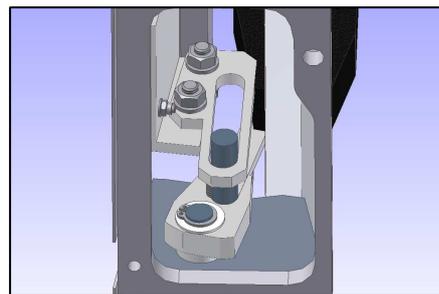


Abb. 75: Führungsschiene in Endposition

Die Abb. 72 und 73 zeigen die Stellung der Schaumstofffreihe in der Ausgangs- und Endposition (ohne Hinterkantenblech). Ermöglicht wird diese Winkeländerung durch ein mechanisches Antriebssystem (Abb. 74 und 75). Das Gestänge, an dem die Formstücke aufgefädelt sind, ist drehbar am Rahmen der Verstelleinheit gelagert. Eine Führungsschiene, die über einen Gleitbolzen mit dem Gestänge verbunden ist, wird an der beweglichen Befestigungsleiste des Hinterkantenblechs montiert und ist in ihrer Lage räumlich einstellbar durch eine Verschraubung in Langlochbohrungen. Wird die Befestigungsleiste nun ausgefahren, bewirkt eine bestimmte Schräglage der Führungsschiene eine entsprechend große Winkeländerung. Für die Lagerung des Gestänges und des Gleitbolzens wurden die gleichen harteloxierten Aluminiumrundprofile verwendet wie bei der Druckfederführung (Kapitel 3.2), da sich damit gute Gleiteigenschaften erzielen lassen, ohne zusätzliche Schmierung.

Ein praktischer Versuch, der auf den Abb. 76 bis 79 illustriert ist, sollte Aufschluss darüber geben, ob sich diese Konstruktion als geeignet erweist.

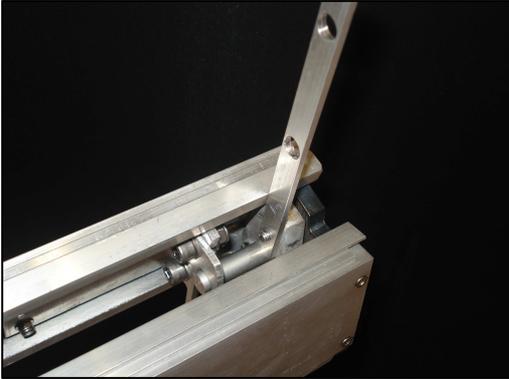


Abb. 76: Mitnehmer in Ausgangsstellung

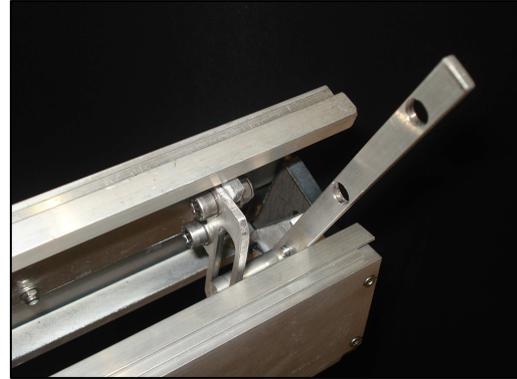


Abb. 77: Mitnehmer in Endposition

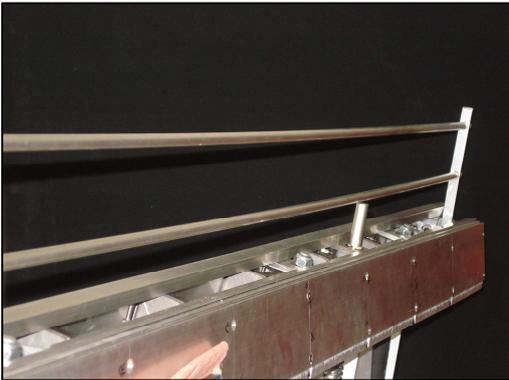


Abb. 78: Mitnehmer in Ausgangsstellung



Abb. 79: Mitnehmer in Endposition

Wie man auf den Fotos (Abb. 76 bis 79) erkennen kann, lässt sich die gewünschte Winkeländerung durchführen. Die Durchbiegung der Aluminiumrohre an denen die Schaumstoffprofile aufgereiht werden sollen, ist unter Krafteinfluss relativ hoch. Mit einer zusätzlichen Führung könnte dieses Problem jedoch behoben werden. Für die Versuche stellt dieses Problem jedoch kaum eine Beeinträchtigung da. Um ein geeignetes Material für die Formstücke zu finden, wurden Schaumstoffproben mit verschiedenen Festigkeiten getestet und auf deren Einfluss auf Form und Stabilität der Hinterkante untersucht.

Für die Tests wurden Schaumstoffformstücke zurechtgeschnitten. Zunächst nur aus zwei verschiedenen Schaumstoffarten. Eine Probe A mit hoher Festigkeit und eine Probe B mit sehr niedriger Festigkeit. Probe B (weiß) lässt sich sehr leicht und ohne erheblichen Widerstand per Hand stark verformen. Probe A (schwarz) lässt sich allein mit Muskelkraft kaum verformen. Beide Proben wurden auf das Gestänge geschoben. Ein Aluminiumblech mit einer Stärke von 0,3 mm wurde verwendet um die Hinterkante zu simulieren.

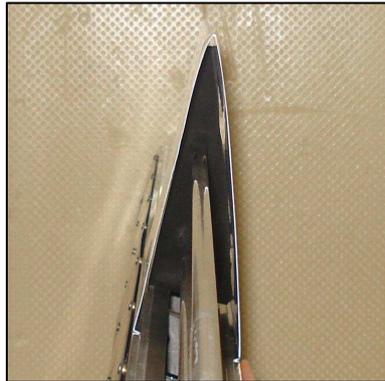


Abb. 80: Schaumstoffkern Probe A, Ausgangsstellung



Abb. 81: Schaumstoffkern Probe A, Endposition



Abb. 82: Schaumstoffkern Probe B, Ausgangsstellung

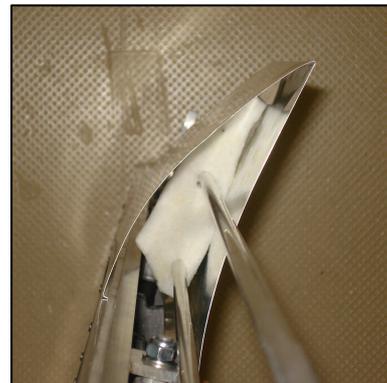


Abb. 83: Schaumstoffkern Probe B, Endposition

Bei den Tests stellte sich heraus dass die Widerstandsfähigkeit der Hinterkante zwar erhöht wurde, jedoch auf Kosten der aerodynamischen Kontur. Die bauchige Ausformung des Blechs an der Flügelunterseite (auf Abb. 83 links im Bild) wurde dadurch sogar teilweise begünstigt. Die geradlinige Auslenkung des Gestänges steht im Gegensatz zu der abgerundeten Verformung der Blechhinterkante. Dieser Effekt lässt sich nicht, wie vorher angenommen, durch die Verformbarkeit des Schaumstoffs ausgleichen. Die äußere Form wurde durch diese Methode abgeflacht.

8.3 Einfacher Schaumstoffkern ohne Mitnehmer

Da die vorangegangenen Versuche mit einem beweglichen Kern negativ ausgefallen sind, wurde dieser entfernt und ähnliche Tests nur mit zugeschnittenen Schaumstoffproben durchgeführt.



Abb. 84: Schaumstoffkern ohne Mitnehmer in Ausgangsstellung



Abb. 85: Schaumstoffkern ohne Mitnehmer in Endposition

Verwendet wurde ein Schaumstoff mit einer niedrigeren Festigkeit als Probe A (schwarz) jedoch einer etwas höheren Dichte als Probe B (weiß). Auf die Widerstandsfähigkeit der Hinterkante hat diese Variante gar keinen Einfluss. Die Formgebung stellt zwar keine so massive Verschlechterung da wie die Methode im Kapitel 8.2. Auf Abb. 84 kann man jedoch erkennen, dass selbst im Ausgangszustand eine Beeinflussung der Form stattfindet. Anhand der geschilderten Beobachtungen erweist sich dieses Verfahren als ungeeignet.

8.4 Unterschiedliche Wandstärken der Hinterkante

Ein gänzlich anderes Verfahren zur Versteifung der Hinterkantenstruktur ist das Konzept verschiedener Wandstärken durch das Aufbringen zusätzlicher Bleche. Diese Blechstreifen in unterschiedlicher Breite, wurden an der Unterseite einer Hinterkantenprobe übereinander festgenietet. Durch die unterschiedliche Breite der Bleche ergibt sich so eine unterschiedliche Anzahl an übereinanderliegenden Lagen. Erwünscht ist ein steiferes Materialverhalten im Bereich der Hinterkantenbefestigung um eine bauchige Ausformung an dieser Stelle zu vermeiden. Da sich das Aluminiumblech in den vorangegangenen Tests durch mehrere Gründe als ungeeignet erwiesen hat, wurde der Einfluss den dieses Verfahren auf die Form ausübt an einer Stahlblechprobe mit einer Stärke von 0,2 mm getestet. Die Materialstärke der Blechstreifen beträgt 0,1 mm.

Zur Versteifung wurden bei dem Versuch drei Lagen verwendet. Die unterste Lage reicht fast bis zur äußeren Kante. Die mittlere Lage reicht bis zur Mitte der Hinterkante, während die oberste Lage Blech nur knapp 50 mm breit ist.



Abb. 87: Hinterkante mit unterschiedlichen Wandstärken



Abb. 86: Hinterkante mit unterschiedlichen Wandstärken in Endposition

Die bauchige Ausformung an der Flügelunterseite ließ sich mit diesem Verfahren korrigieren. Wie auf Abb. 86 zu sehen, knickt das Hinterkantenblech relativ stark ab. Die Verwendung von bloß zwei Extralagen Blech hätte eventuell genügt um einen gewünschten Effekt mit einer abgerundeten Kontur zu erzielen.

8.5 Beurteilung der Versuchsreihen

Die besten Ergebnisse hinsichtlich Formgebung und Steifigkeit, lieferten die Tests bei denen das Aufbringen verschiedener Blechstreifen, die Wandstärke der Hinterkante gezielt verstärkte. Diese Methode ist jedoch ungeeignet für die Verwendung an der Aluminiumblechhinterkante, da eine partielle Versteifung die Kontur dieses Smart Blade Konzept zerstören würde. Eine Verwendung dieser Methode bei den Stahlblechkonzepten 1 und 2 ist nicht möglich, da bei einer Blechstärke von 0,4 mm wie sie dort verwendet wird, durch das Erhöhen der Wandstärke zusätzlicher Kraftaufwand zur Verformung notwendig wäre. Dies ist jedoch nicht machbar ohne das Flügelmodell einer zu hohen Belastung auszusetzen. Die Verfahren die in Kapitel 8.2 und 8.3 vorgestellt wurden, erwiesen sich als gänzlich ungeeignet hinsichtlich Formgebung und Stabilisierung.

9 Steuereinheit

9.1 Aufgabe der Steuereinheit

Um die pneumatischen Aktoren gezielt anzusteuern und damit die Hinterkante reproduzierbar in exakt die gewünschte Position zu bringen, bedarf es einer Schnittstelle mit der dies durchgeführt werden kann. Um den Luftdruck in den Elementen zu variieren, wurde ein elektropneumatisches Druckregelventil verwendet. Dies regelt den Betriebsdruck proportional zu der angelegten Spannung, in einem Bereich zwischen 0 und 10 Volt. Um die Druckluft auf die Kompaktzylinder und pneumatischen Muskeln zu verteilen, sowie eine gleichzeitige Ansteuerung dieser beiden Komponenten zu vermeiden, wurde ein 5/2 Wegeventil benutzt.



Abb. 88: Steuereinheit



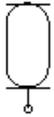
Abb. 89: Druckluftanschlüsse

Um die Einheit mobil zu gestalten, sind sämtliche Bauteile in einem tragbaren Kunststoffkoffer eingebaut worden. Der Schaltplan des Pneumatikkreislaufs ist auf Abb. 91 zu sehen. Abb. 93 zeigt den Stromlaufplan der elektrischen Schnittstelle.



Abb. 90: Flexible Hinterkante in verschiedenen Stellungen

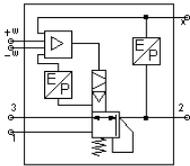
9.2 Legende zum Pneumatikschaltplan



Pneumatischer Muskel



T-Verteiler



Proportional-Druckregelventil



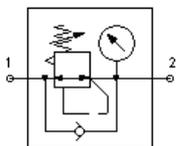
Druckluftspeicher mit Kondensatablass



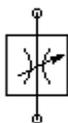
Schalldämpfer



Druckluftversorgung



Druckregler mit Manometer und Rückstromfunktion



Drosselventil

9.3 Schaltplan zum Pneumatikkreislauf

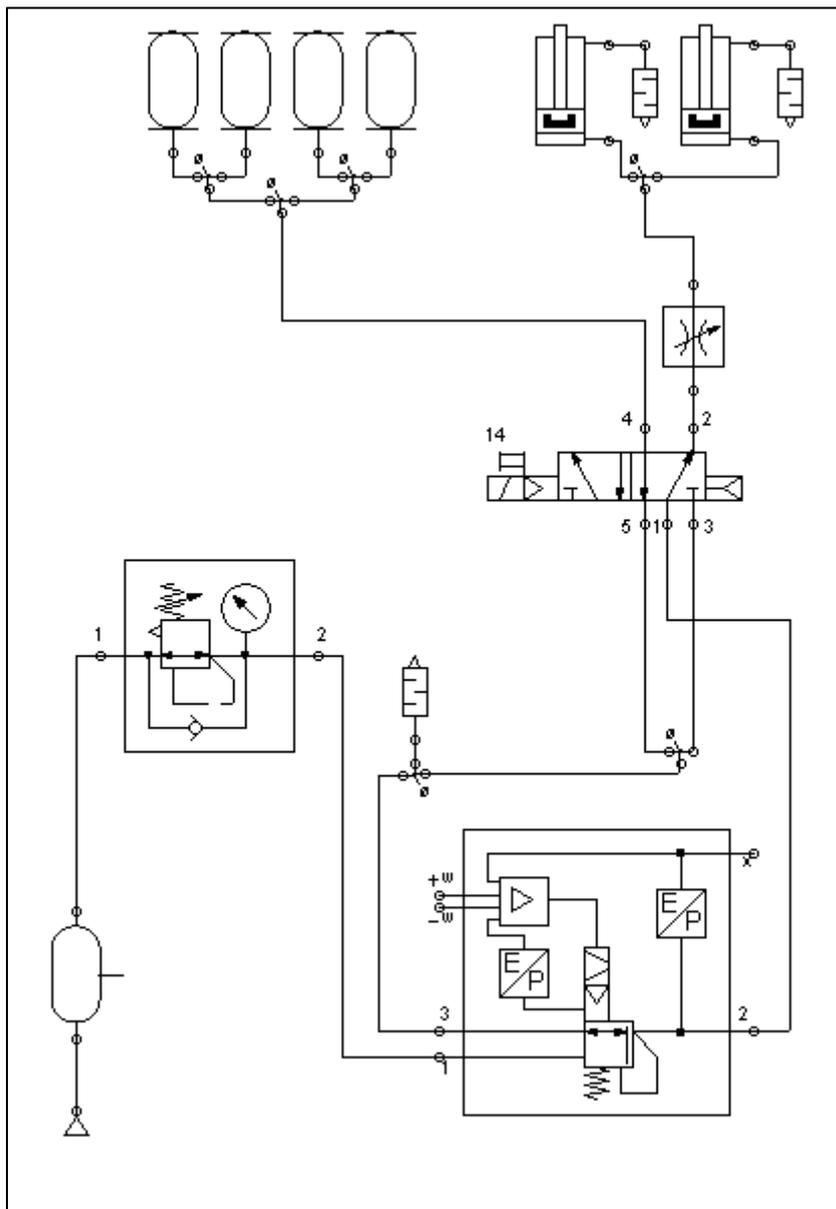


Abb. 91: Pneumatikschaltplan der Steuereinheit

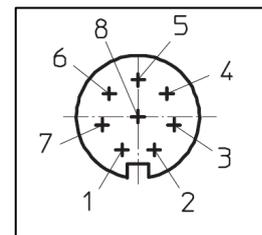
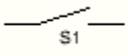
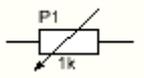


Abb. 92: Steckerbelegung des Druckregelventils

- 1 Digitaler Eingang
- 2 24V DC
- 3 Soll - (-w)
- 4 Soll + (+w)
- 5 Digitaler Eingang 2
- 6 Ist-Ausgang (x)
- 7 0V DC (GND)
- 8 Digitaler Ausgang (24V DC)

Der Betriebsdruck wird von einem handelsüblichem Kompressor mit einem Maximaldruck von 10 bar aufgebracht. Vor den Kompaktzylindern ist ein zusätzliches Drosselventil eingebaut, um das System vor einer unnötig hohen Belastung zu schonen. Wird ein niedrigerer Arbeitsdruck in den Kolben benötigt, so kann dieser über das Drosselventil gesenkt werden.

9.4 Legende zum Stromlaufplan

	Buchse
	NV Buchse
	Masse
	Taster
	Potentiometer
	Spannungsregler

9.5 Stromlaufplan

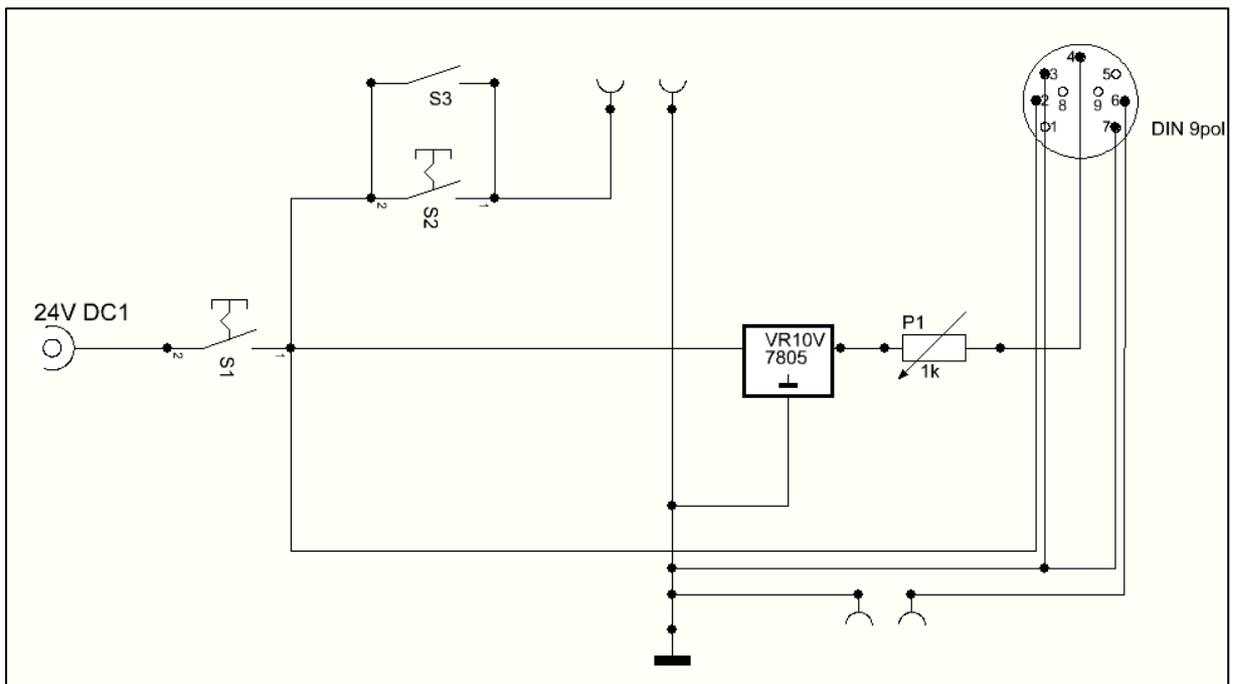


Abb. 93: Stromlaufplan der Steuereinheit

1 Nicht belegt	3 Soll - (-w)	5 Nicht belegt	7 0V DC (GND)	9 Nicht belegt
2 24V DC	4 Soll + (+w)	6 Ist-Ausgang (x)	8 Nicht belegt	

Die Spannungsversorgung der elektrischen Schnittstelle wird von handelsüblichen 24 V Netzteil ausgeführt. Die Betriebsspannung des Druckregelventils und des 5/2 Wegeventils betragen 24 V. Die Sollwertschnittstelle zur Druckregelung ist jedoch nur für einen Maximalwert von 10 V ausgelegt. Daher wurde ein Spannungsregler verwendet der die Spannung zur Druckregelung auf 10 V begrenzt. Über die unteren zwei Buchsen die auf dem Stromlaufplan abgebildet sind, ist es möglich ein Spannungsmessgerät anzuschließen mit dem der Istwert der Regelspannung abgefragt werden kann. Die oben Buchsen dienen der Ansteuerung des 5/2 Wegeventils.

10 Fertigung des Modelprototypen

Beim Bau des Smart Blade Models wurde darauf geachtet die konstruktive Gestaltung der einzelnen Bauteile so umzusetzen, das eine Fertigung in der Firmeneigenen Werkstatt mit den dort vorhandenen Maschinen und Werkzeugen möglich war. Dies geschah nicht nur aus Gründen zur Kostenreduzierung, sondern auch vielmehr um in kürzerer Zeit mehrere Lösungsstrategien auszuprobieren. Wären sämtliche Produktionsschritte von anderen Firmen übernommen worden, hätte die Dauer dieser Prozesse in die Planung miteinbezogen werden müssen. Der Handlungsspielraum wäre dadurch wesentlich eingeschränkt worden und



Abb. 94: Führungsschiene n bei der Herstellung



Abb. 95: Führungsschienen

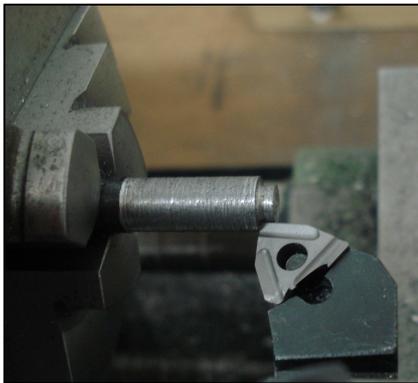


Abb. 96: Drehvorgang bei Gewindebuchsenherstellung

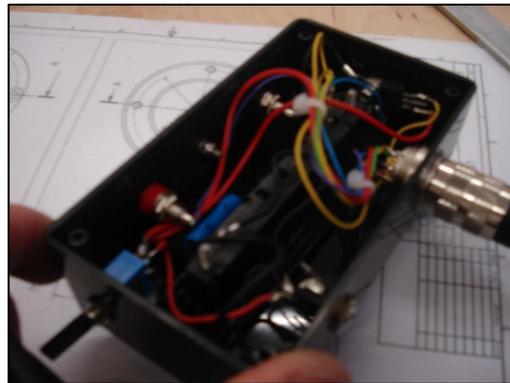


Abb. 97: Elektrische Schnittstelle

die Fertigstellung des Projekts bis zum geplanten Windkanalversuch, eventuell nicht möglich gewesen. Die Fertigung der Hinterkantenbleche waren in diesem Zeitraum die einzigen Auftragsarbeiten die von externen Firmen durchgeführt wurden, da eine entsprechende Abkantmaschine nicht zur Verfügung stand.

11 Simulation

11.1 Verfahren

Zur Untersuchung der aerodynamischen Eigenschaften der Flügelkontur in verschiedenen Laststellungen, wurde eine Simulation mit dem freiverfügbaren Softwareprogramm XFLR5 durchgeführt [22]. XFLR5 ist ein Anwenderprogramm und basiert auf dem ebenfalls freien Simulationsprogramm XFOIL [20]. XFOIL ist ein Programm zum Design und zur Analyse von Unterschalltragflächenprofilen nach einem 2D-Panelverfahren mit einer Grenzschichtrechnung bei der Lösung des Strömungsfeldes [21]. Das Panelverfahren ist ein Näherungsverfahren zur Berechnung der Auftriebsverteilung. Die Wechselwirkung zwischen Verdrängungsdicke der Grenzschicht und lokalen Ablösegebieten können sehr realistisch nachgebildet werden. Es lassen sich unter anderem Druckverteilung und Beiwerte berechnen. XFOIL kann mit kleinen bis mittelgroßen Ablösungen umgehen. Werden die Ablösegebiete jedoch zu groß, weichen die Ergebnisse zunehmend von experimentellen Daten ab. Allerdings reichen die Daten aus um einen Eindruck vom Verhalten des Profils zu bekommen.

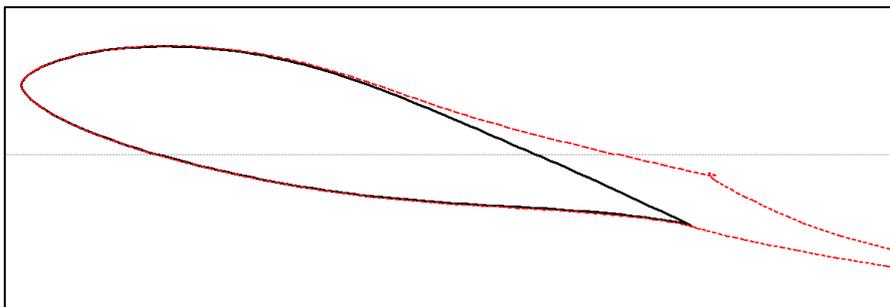


Abb. 98: Darstellung der Grenzschichtablösung am Ausgangsprofil

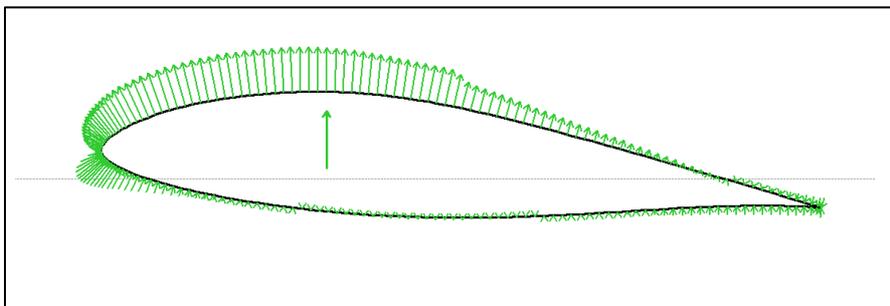


Abb. 99: Darstellung der Druckverteilung am Ausgangsprofil

11.2 Vorgehensweise

Um Tragflügel mit XFOIL berechnen zu können, müssen die Koordinaten der Profilform bekannt sein bzw. ermittelt werden. Der vordere, unbewegliche Teil des Modells lag bereits als CAD Modell vor. Anders war es allerdings mit der flexiblen Blatthinterkante in den verschiedenen Stellungen. Da sich die Verformungen der Hinterkante nur sehr ungenau und weit entfernt von der Realität simulieren lassen, mussten die tatsächlichen Konturen des Modells digitalisiert werden. Hierfür wurden sämtliche Stellungen der flexiblen Hinterkante auf Millimeterpapier übertragen. Anschließend wurden diese Handzeichnungen eingescannt und Maßstabsgetreu in die CAD Software überführt. So war es möglich die Umrisse exakt digital nachzuzeichnen, um daraus die genauen Koordinaten zu erhalten. Eine Umrechnung von den absoluten Werten in die Normalform fand mit XFOIL statt. Da die Flügelprofile aus Koordinaten erzeugt wurden, hängt die Anzahl dieser Punkte (Elemente, engl. Panel) proportional mit der Rauigkeit zusammen. Für diese Flügelprofile wurde die höchstmögliche Anzahl an Elementen (300) verwendet um die Oberfläche so glatt wie möglich zu gestalten [23]. Auf diese Weise wurden neun verschiedene Profile der flexiblen Hinterkanten erzeugt, die mit dem Ausgangsprofil (Abb. 98 und Abb. 99) und konventionellen Klappen verglichen werden konnten. Unter den entsprechenden Diagrammen im Kapitel 11.3 finden sich jeweils die Abbildungen der verwendeten Profilformen.

11.3 Diagramme

Auf den nachfolgenden Seiten werden die Diagramme aus den Ergebnissen der Simulationen gezeigt. Untersucht wurden unter anderem die Auftriebsbeiwerte in Bezug zum Anstellwinkel und zum Widerstandsbeiwert. Die Berechnung der Polaren wurde mit einer Reynolds-Zahl von 1.000.000 und einer Machzahl von 0,2 durchgeführt. Die Einstellungen bezüglich der Strömungsübergänge wurden wie folgt vorgenommen. $N_{crit} = 9$, trip location (top) = 1, trip location (bottom) = 1 [23]. Vor allem die Flügelprofile mit flexibler Hinterkante zur Auftriebsverringerung weisen ein unstetiges Verhalten auf. Dies kann verschiedene Gründe haben. Zum einen besteht die Möglichkeit, dass durch einen numerischen Rechenfehler aufgrund zu frühen Ablösens der Grenzschicht keine plausiblen Ergebnisse erzielt werden. Es kann allerdings auch sein, dass diese Flügelkonturen allgemein zu instabilem Verhalten neigen. Das bedeutet, dass die Druckverhältnisse auf Ober- und Unterseite extremen

Schwankungen unterliegen. Dadurch würden sich nach einer Softwaresimulation keine genaueren Aussagen zu dem aerodynamischen Verhalten des Profils treffen lassen.

11.3.1 Auftriebsbeiwerte in Bezug zum Anstellwinkel

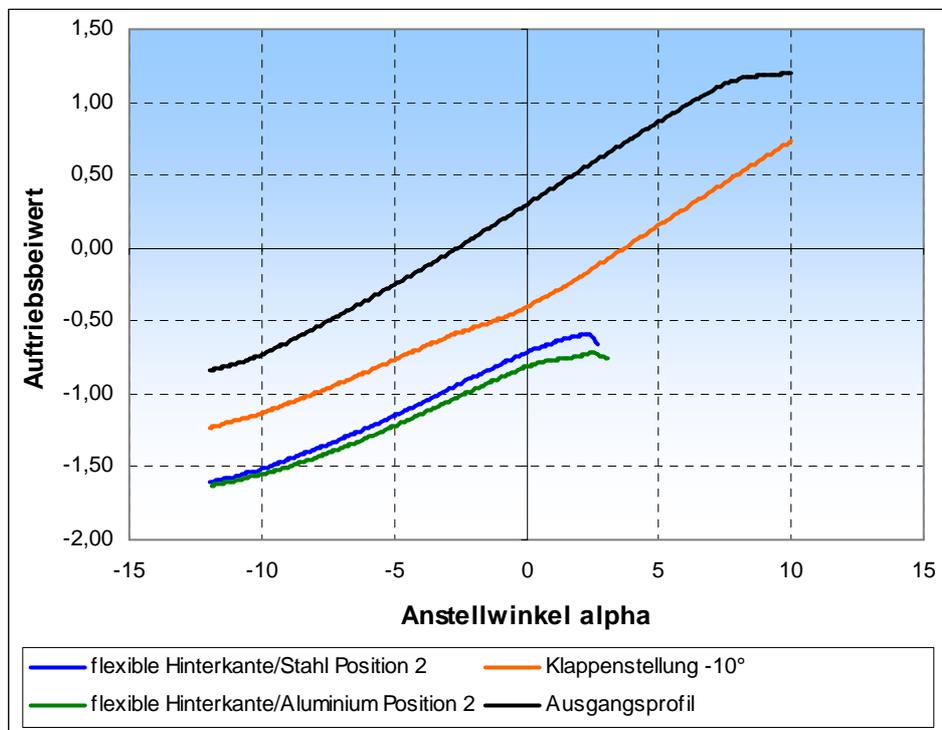


Abb. 100: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofilen

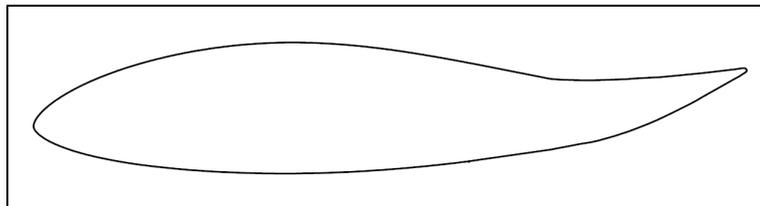


Abb. 101: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Stahl, Pos. 2

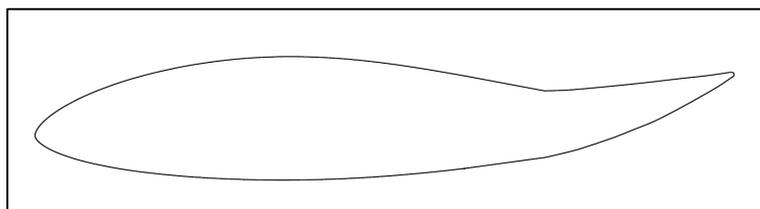


Abb. 102: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Alu., Pos. 2

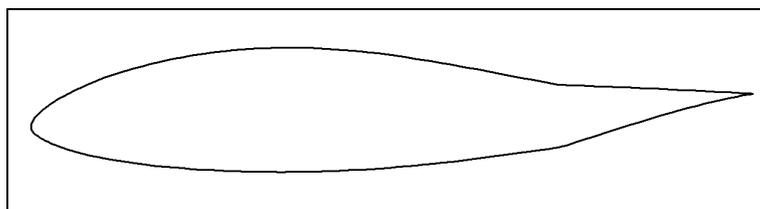


Abb. 103: Flügelprofil mit starrer Klappe und -10° Anstellwinkel

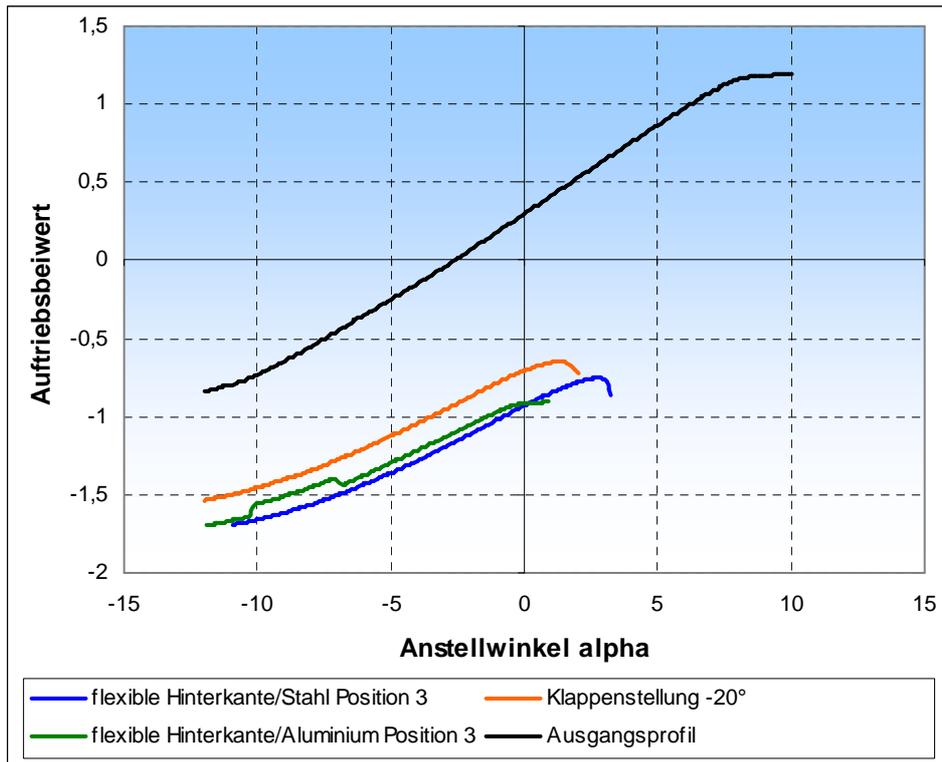


Abb. 104: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofilen

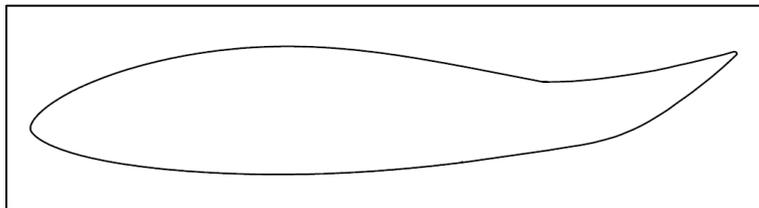


Abb. 105: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Stahl, Pos. 3

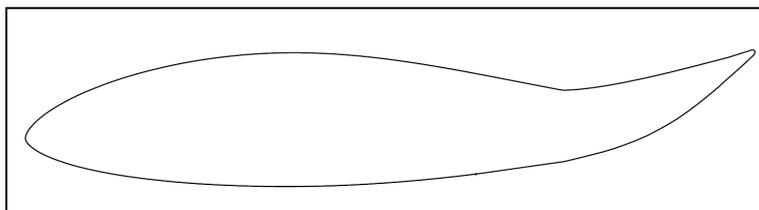


Abb. 106: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Alu., Pos. 3

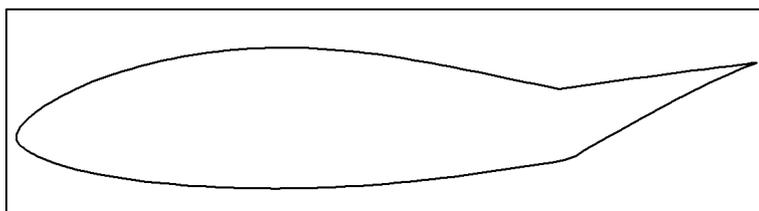


Abb. 107: Flügelprofil mit starrer Klappe und -20° Anstellwinkel

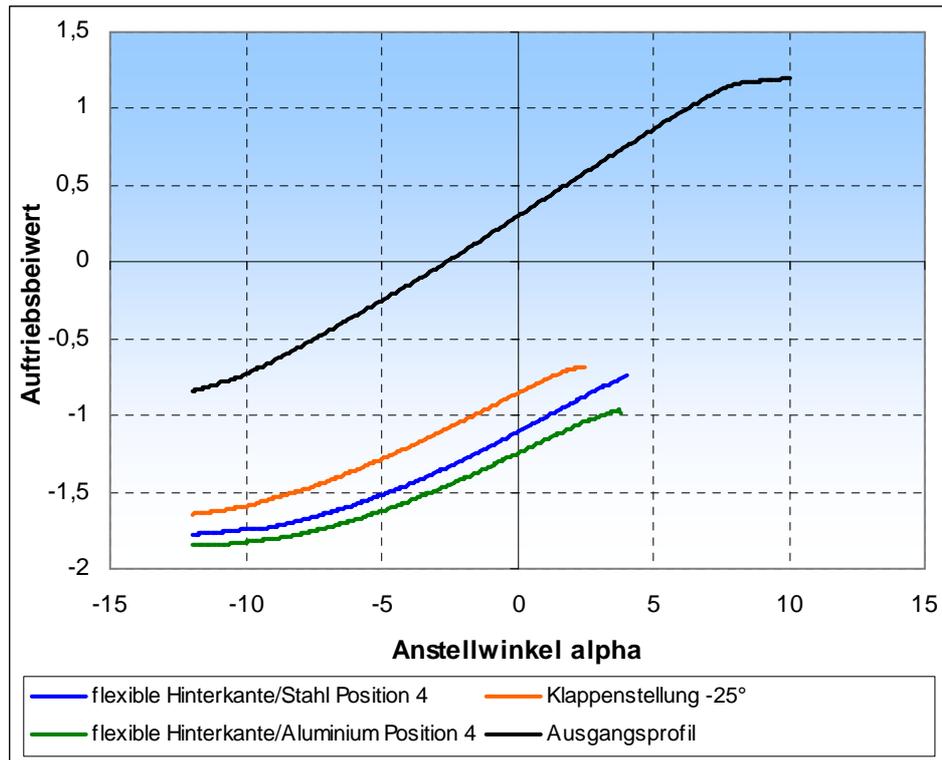


Abb. 108: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile

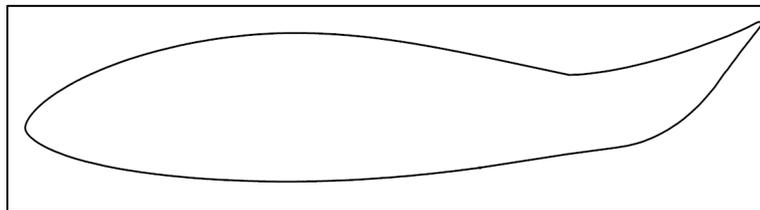


Abb. 109: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Stahl, Pos. 4

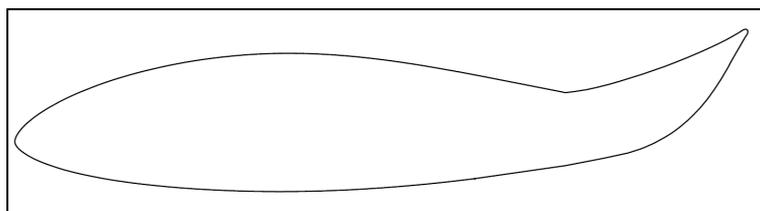


Abb. 110: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Alu., Pos.4

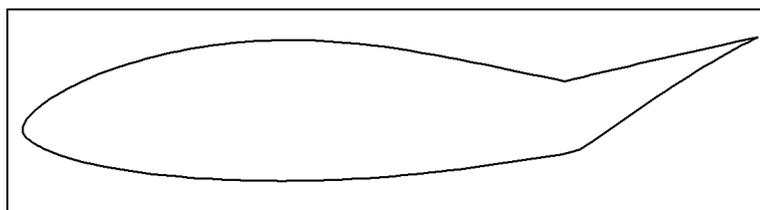


Abb. 111: Flügelprofil mit starrer Klappe und -25° Anstellwinkel

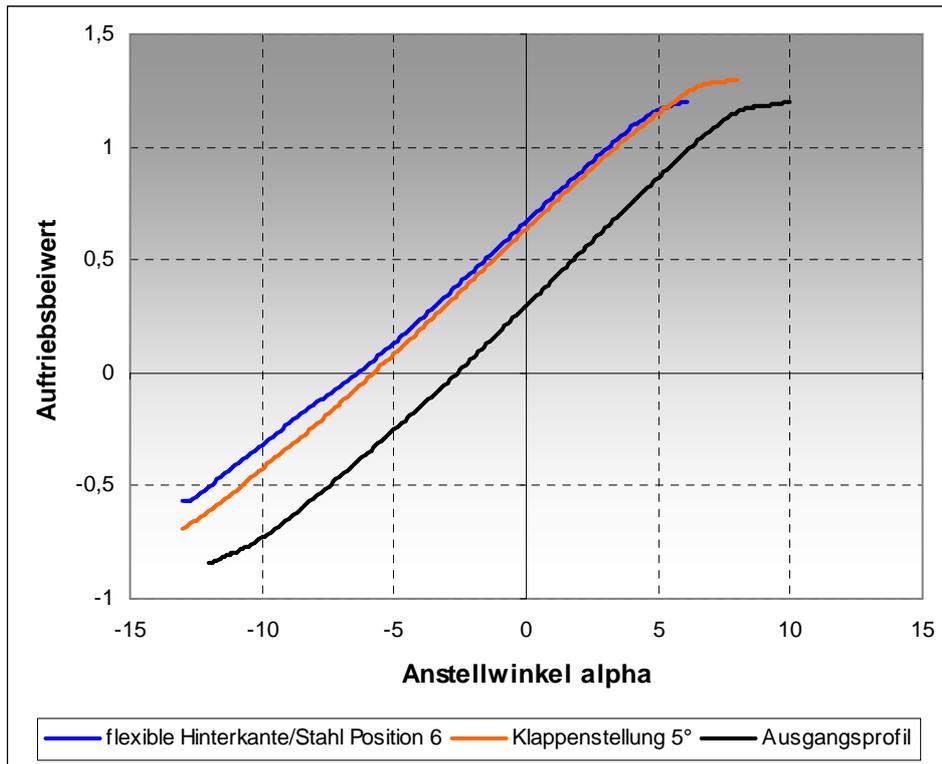


Abb. 112: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile

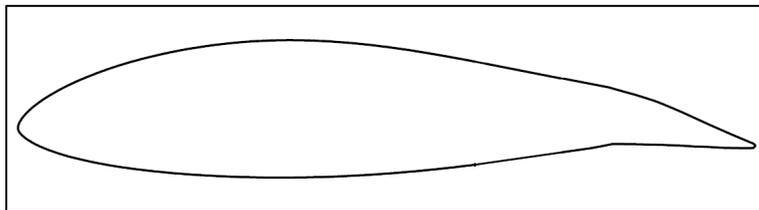


Abb. 113: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Stahl, Pos. 6

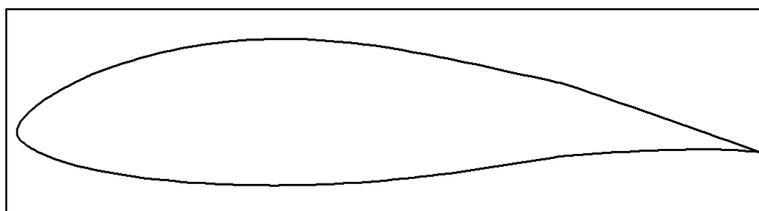


Abb. 114: Flügelprofil mit starrer Klappe und 5° Anstellwinkel

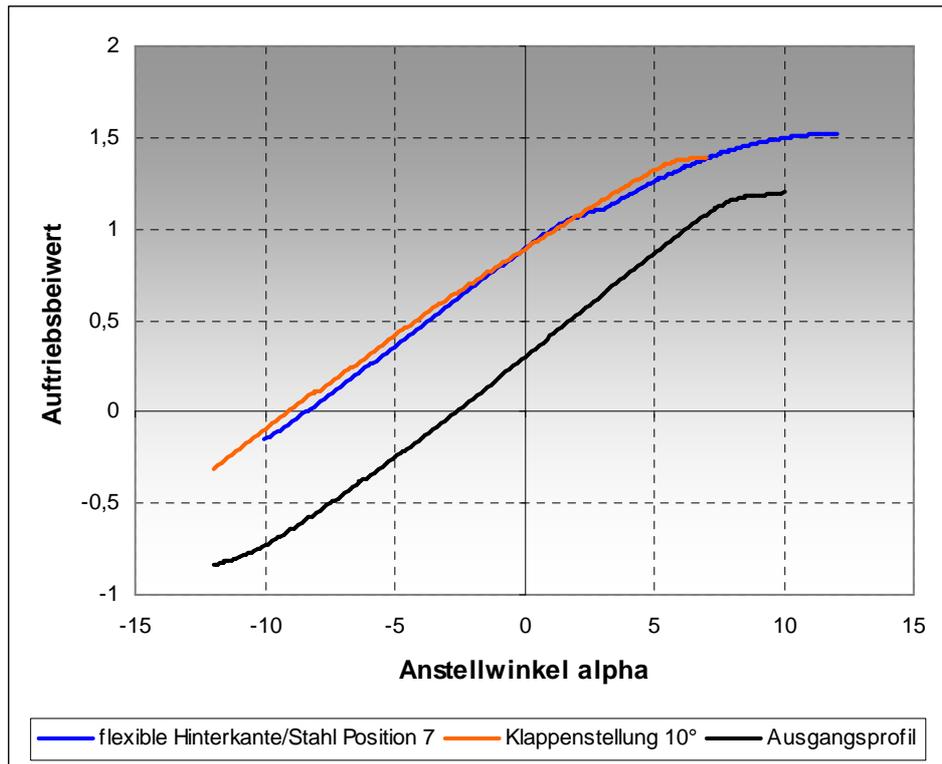


Abb. 115: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile

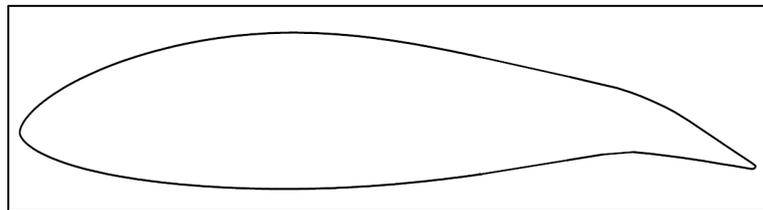


Abb. 116: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Stahl, Pos. 7

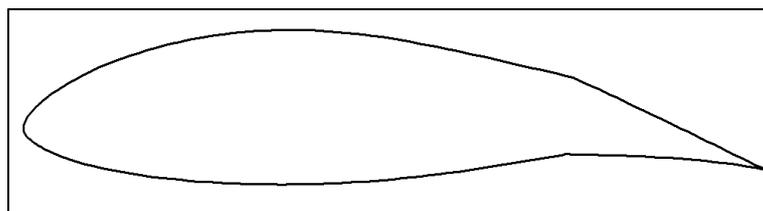


Abb. 117: Flügelprofil mit starrer Klappe und 10° Anstellwinkel

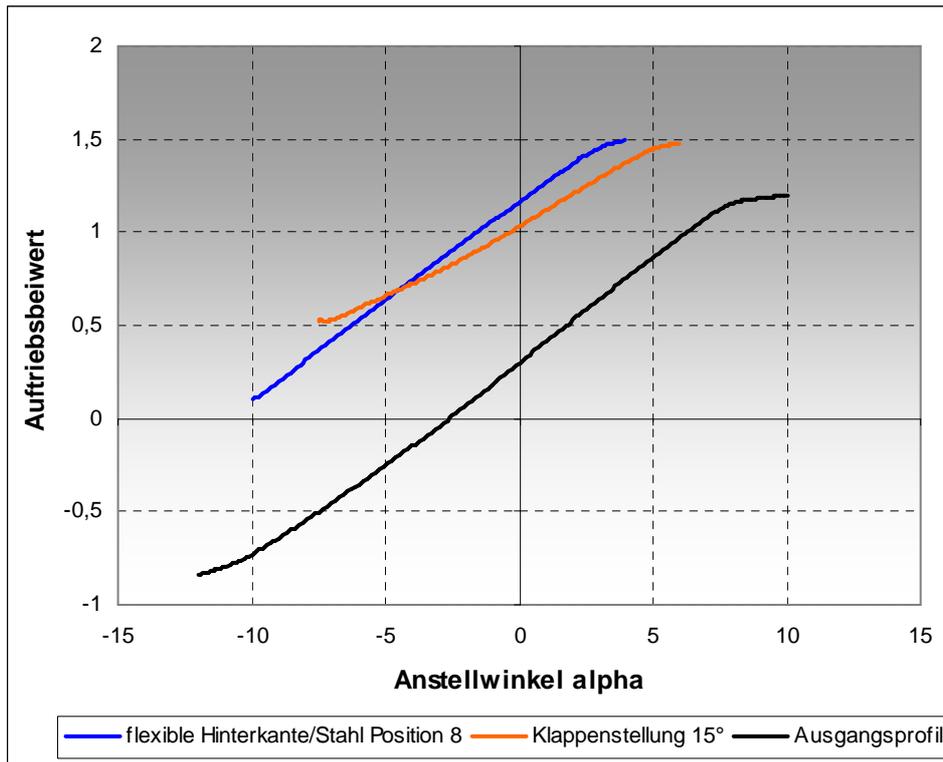


Abb. 118: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile

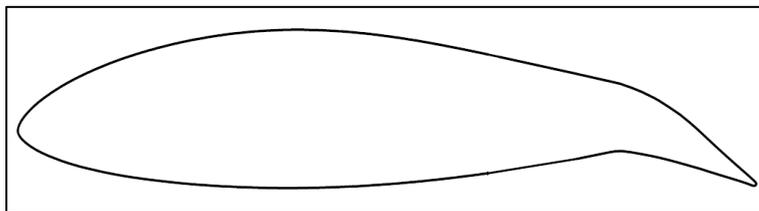


Abb. 119: Flügelprofil mit flexibler Hinterkante/Stahl, Pos. 8

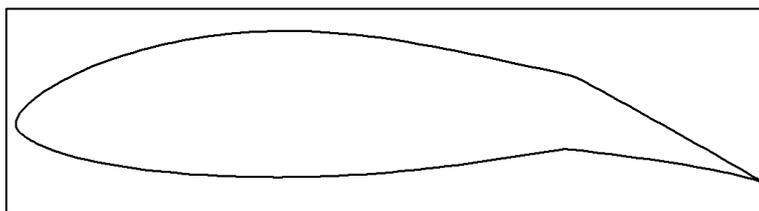


Abb. 120: Flügelprofil mit starrer Klappe und 15° Anstellwinkel

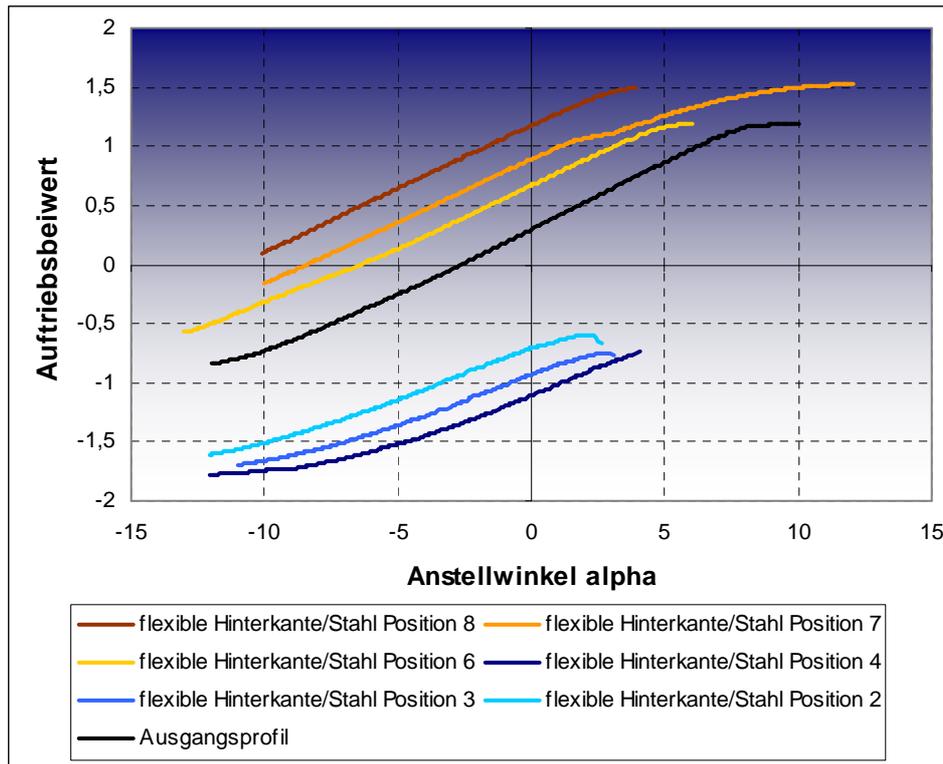


Abb. 121: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit flexibler Hinterkante

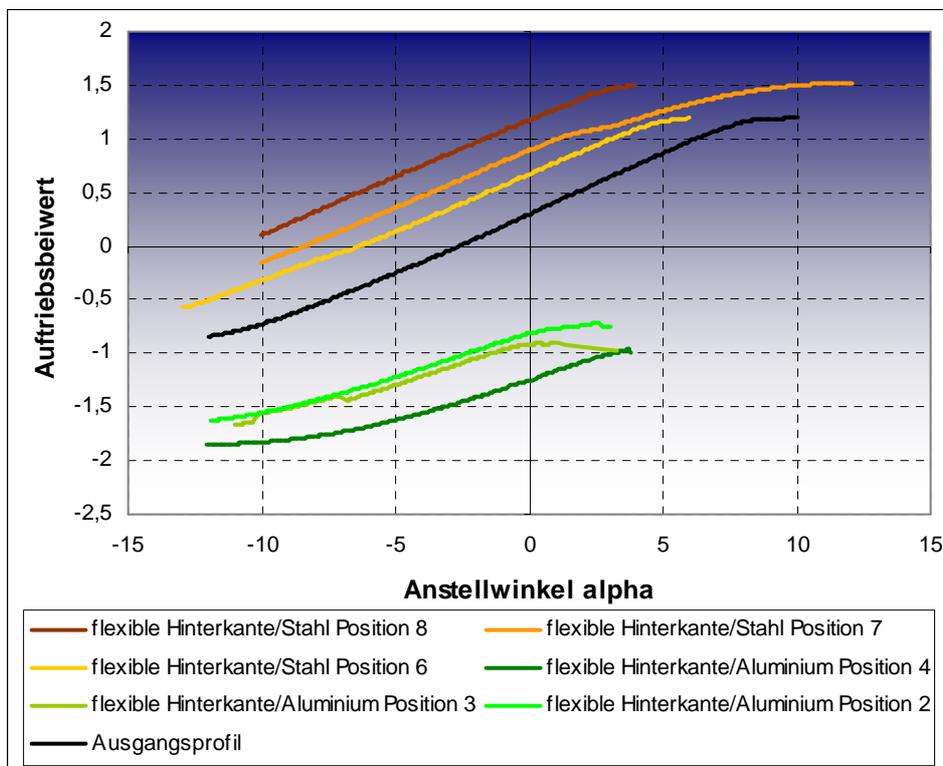


Abb. 122: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit flexibler Hinterkante

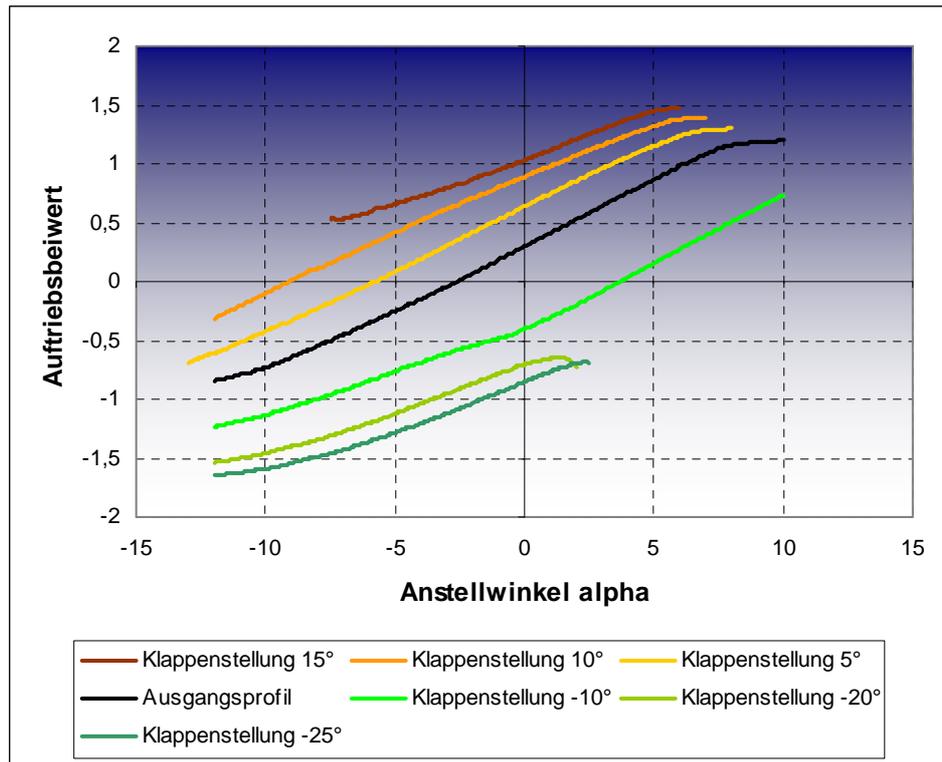


Abb. 123: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit starrer Klappe

11.3.2 Auftriebsbeiwerte in Bezug zum Widerstandsbeiwert

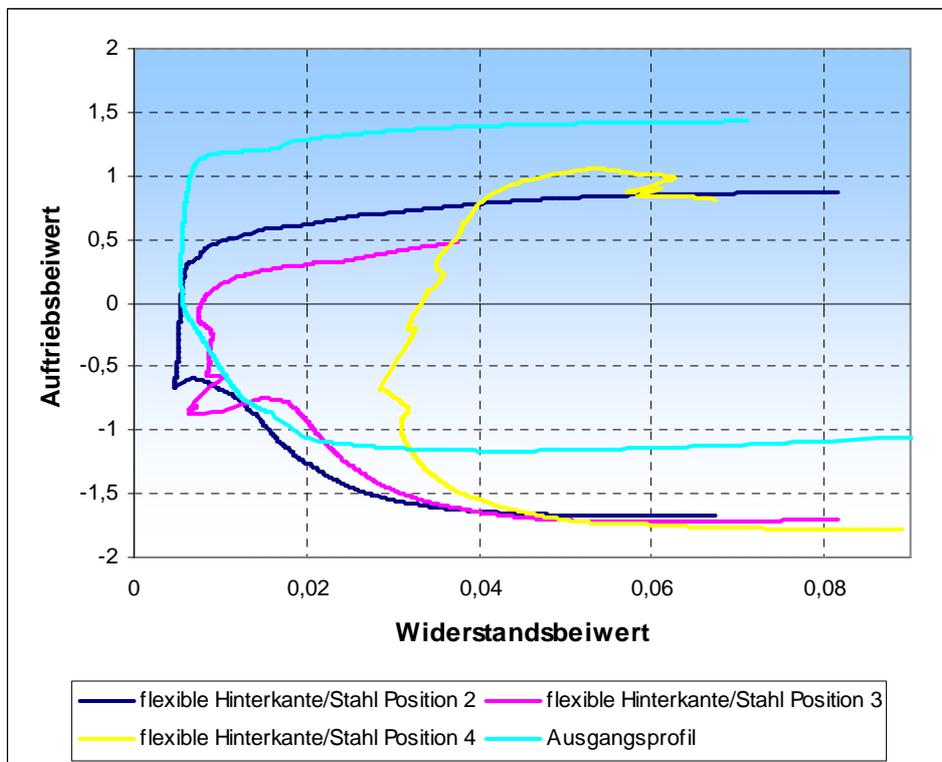


Abb. 124: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit flexibler Hinterkante in Abhängigkeit zum Widerstandsbeiwert

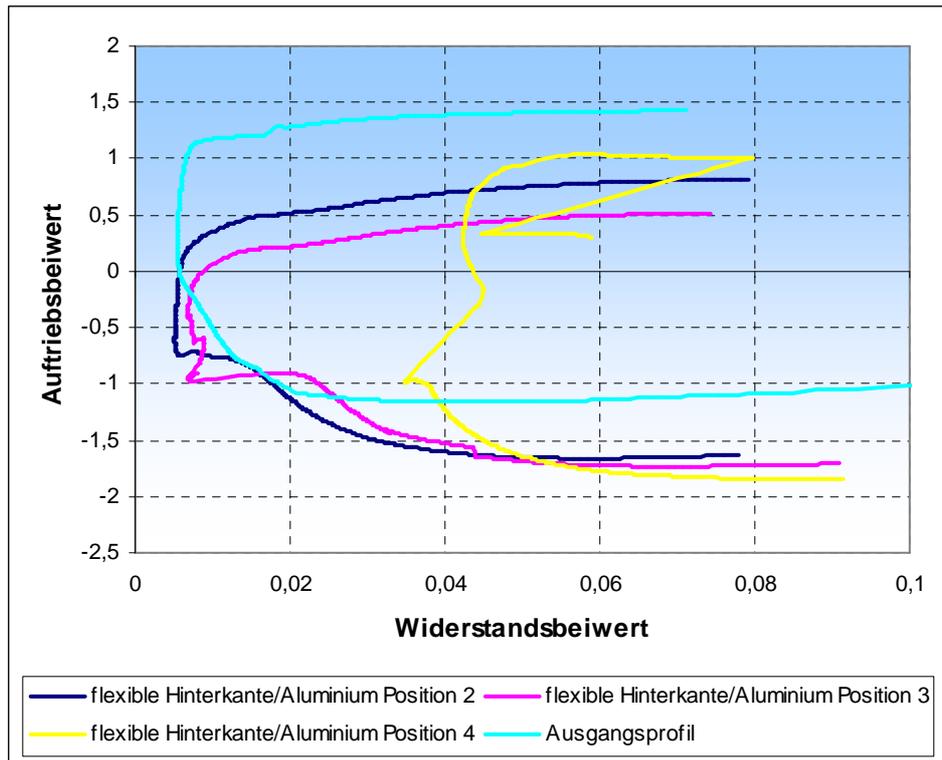


Abb. 125: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit flexibler Hinterkante in Abhängigkeit zum Widerstandsbeiwert

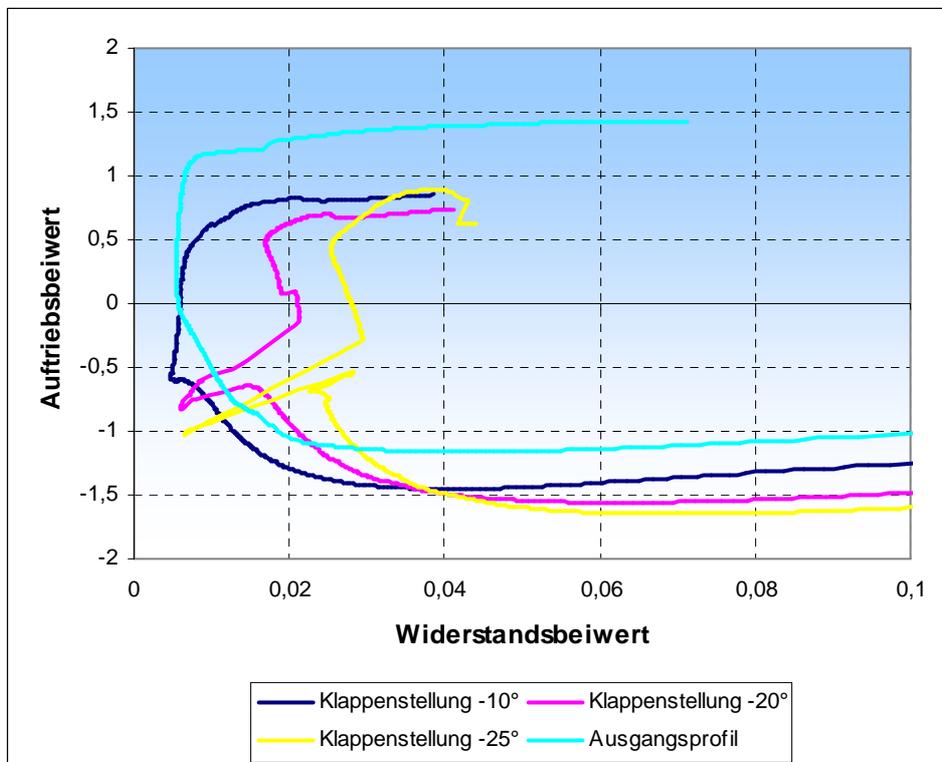


Abb. 126: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit starrer Klappen in Abhängigkeit zum Widerstandsbeiwert

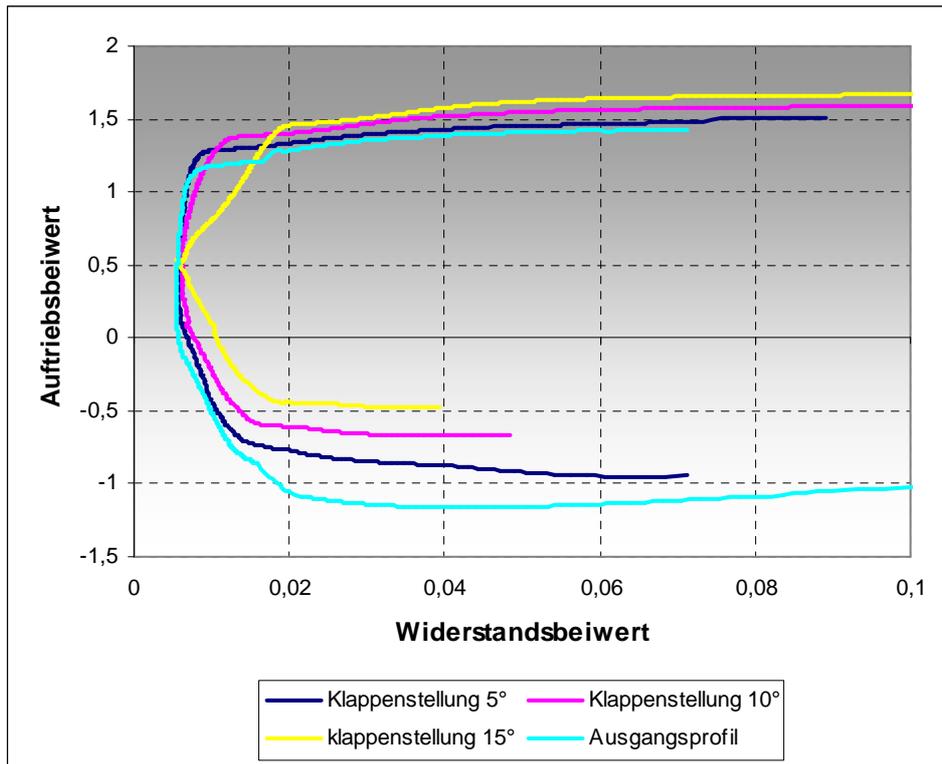


Abb. 127: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit starrer Klappe in Abhängigkeit zum Widerstandsbeiwert

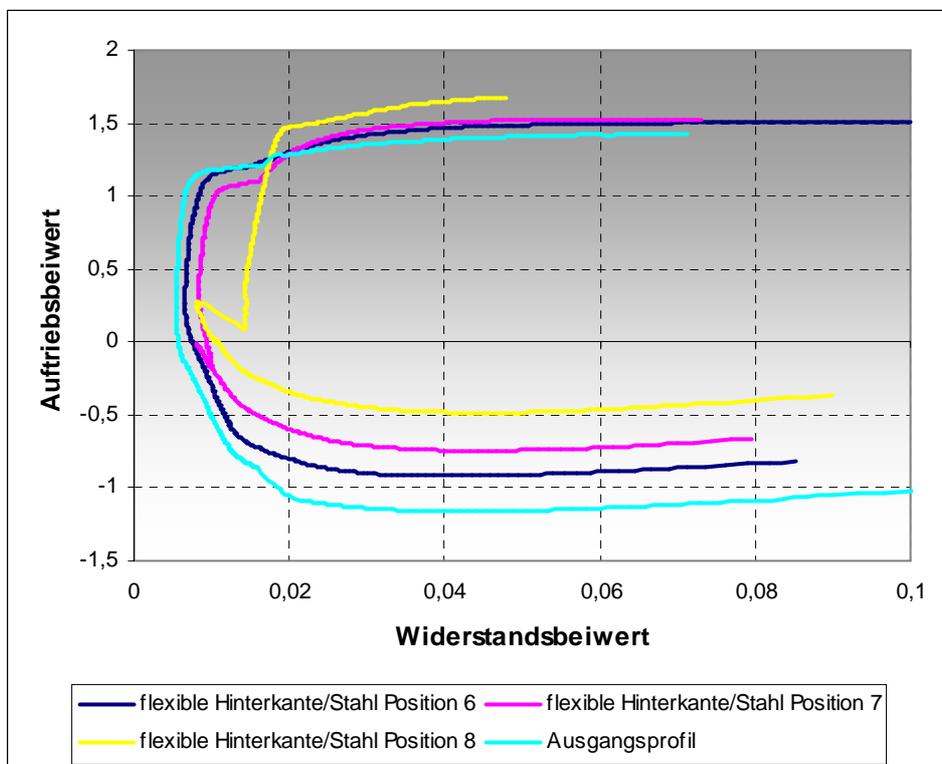


Abb. 128: Auftriebsverhalten verschiedener Flügelprofile mit starrer Klappe in Abhängigkeit zum Widerstandsbeiwert

11.4 Ergebnis der Simulation

Prinzipiell lässt sich sagen dass die Ergebnisse, die mit den Smart Blade Flügelkonturen in unterschiedlichen Laststellungen erzielt worden sind, den Erwartungen weitestgehend entsprechen. Auf den unter Kapitel 11.3.1 gezeigten Diagrammen zum Auftriebsbeiwert in Bezug zum Anströmwinkel, lässt sich eine klare Tendenz erkennen. Eine Verringerung bzw. eine Erhöhung der Auftriebsbeiwerte kann mit den entsprechenden Hinterkantenstellungen durchgeführt werden. Bei bremsenden Flügelprofilen liegen die Werte der Smart Blade Konturen unter denen der konventionellen Tragflügelklappenpositionen, während bei Leistungssteigernden Stellungen das Gegenteil der Fall ist, wenn auch weniger stark ausgeprägt. Bei herkömmlichen Tragflügelklappen ist daher eine größere Ansteuerung notwendig um vergleichbare Auftriebswerte zu erlangen. Ein höherer Klappenanstellwinkel zieht aber gleichzeitig auch eine Steigerung der Widerstandskraft mit sich. Dadurch können erste Abschätzungen über den Wirkungsgrad getroffen werden, der bei den Smart Blade Profilen demnach höher liegen muss als bei gewöhnlichen Flügelklappen. Die Auftriebsbeiwerte in Bezug zum Widerstandsbeiwert der verschiedenen Flügelprofile werden im Kapitel 11.3.2 gezeigt. Durch das instabile Verhalten und die daraus resultierend sprunghafte Kurvenform in den Diagrammen, lässt sich das aerodynamische Verhalten hieraus nur bedingt beurteilen. Der Trend dass bei einer stärkeren Ansteuerung, der Widerstandsbeiwert zunimmt, lässt sich jedoch recht deutlich erkennen. Grund für die Unstetigkeit kann zum einen ein instabiles Verhalten der Flügelform bei negativen Klappenstellungen bzw. bremsenden Smart Blade Flügelformen sein. Ebenfalls möglich wäre ein numerischer Rechenfehler bei der Simulationssoftware, da XFOIL bei großen Ablösebereichen keine plausiblen Ergebnisse mehr liefern kann. Klarheit hierüber kann nur durch einen realen Windkanalversuch erbracht werden. Die Auftriebssteigernden Flügelprofile mit flexibler Hinterkante und konventioneller Klappe liefern hingegen gleichmäßigere Resultate.

12 Abschließende Beurteilung

12.1 Resümee

Das Ergebnis dieser Arbeit ist eine positive Bewertung des Smart Blade Konzepts. Die Softwaresimulation ergab eine eindeutige Tendenz bezüglich des Auftriebsverhaltens bei verschiedenen Laststellungen. Die Resultate dieser Simulation sind in den Diagrammen unter dem Kapitel 11.3.1 dargestellt, die den Auftriebsbeiwert als Funktion des Anstellwinkels zeigen. Ein Anstieg der Auftriebskraft ist ebenso möglich wie die Verringerung. Die Auftriebs steigernden Flügelstellungen mit flexibler Hinterkante haben, bevor sie ihren maximalen bzw. minimalen Auftrieb erreichen, ein breites Spektrum mit linearem Verhalten. Das lässt auf ein stabiles Strömungsverhalten schließen. Kleiner hingegen ist der lineare Bereich der Auftriebs senkenden Profile mit flexibler Hinterkante, deren Maximalwert bezüglich des Auftriebsbeiwertes unter einem Anstellwinkel von 5° liegen. Da diese Flügelkonturen zum „Abbremsen“ benutzt werden sollen, wird dieser Zweck zwar erfüllt, weitere Schlüsse über das aerodynamische Verhalten bei einem Anstellwinkel größer als 5° können hieraus jedoch nicht gezogen werden. Der Grund für diesen kleinen Darstellungsbereich kann ein numerischer Rechenfehler in XFOIL sein, da z.B. größere Ablösegebiete mit dieser Software nicht berechnet werden können. Dadurch ließe sich auch der sprunghafte Kurvenverlauf in den Diagrammen im Kapitel 11.3.2 erklären. Ein Urteil in Bezug auf das Auftriebsverhalten zur Widerstandskraft ist nur unter Vorbehalt möglich. Ein anderer Grund für die bedingt aussagekräftigen Polarformen wäre die Möglichkeit dass dieses Flügelprofil bei großen positiven Klappenstellungen zu instabilem Verhalten neigt. Aussagen bezüglich des Wirkungsgrades des Flügelmodells lassen sich hingegen aus den Diagrammen in Kapitel 11.3.1 abschätzen. Daraus geht hervor, dass die flexiblen Hinterkanten bei ähnlicher großer Auslenkung, wie die starren Flügelklappen, einen größeren bzw. niedrigeren Auftrieb erzeugen. Die Ähnlichkeit der Konturen verschiedener Ansteuerungsmethoden wurde optisch abgeschätzt.

Bei der konstruktiven Umsetzung dieses Projekts ergaben sich folgende Sachverhalte. Die technische Herausforderung bestand weniger darin ein geeignetes Konzept bzw. Material zu finden, mit dem die Auslenkung der flexiblen Flügelhinterkante möglich ist, sondern vielmehr darin genügend Steifigkeit in das System zu bringen, um einer Anströmung, wie sie bei dem Windkanalversuch vorgesehen ist, standzuhalten. Bei dem ersten Versuch, in dem die Smart Blade Form aus einem Aluminiumblech erzeugt wurde, war es nicht möglich mit verschiedenen konstruktiven Lösungsansätzen, diese Stabilität zu erzeugen. Dies wurde in

praktischen Tests ausgiebig betrachtet. Das Hauptproblem das sich hier herausstellte war die Schwierigkeit die äußere Kontur zu unterstützen ohne die aerodynamischen Eigenschaften negativ zu beeinflussen. Die Widerstandsfähigkeit musste daher allein von der äußeren Kontur aufgebracht werden. Der dadurch entstehende Kompromiss ist der proportionale Zusammenhang zwischen der Formbeständigkeit und der zur Auslenkung benötigten Energie. Als Alternative zur Hinterkante aus Aluminiumblech wurde Stahlblech gewählt. Durch den wesentlich höheren, zur Verformung nötigen Kraftaufwand wurde das Ausgangskonzept dahingehend abgeändert. Die Verformungsenergie konnte bei dieser Variante nicht mehr wie vorgesehen von Druckfedern aufgebracht werden. Stattdessen wurden hierfür zwei Pneumatikzylinder verwendet. Bei diesem Projekt handelt es sich um ein Windkanalmodell, dessen Wirkungsgrad hinsichtlich der aerodynamischen Eigenschaften untersucht werden soll. Diese Ergebnisse sollen als Grundlage für aufbauende Entwicklungsschritte dienen. Der relativ hohe technische Aufwand, der hier betrieben wurde, stellt daher im Gesamtkonzept keinen Nachteil dar. Für die ökonomische Umsetzung einer flexiblen Rotorblatthinterkante wäre allerdings ein anderes Konzept notwendig. Dies wäre jedoch Bestandteil einer weiterführenden Produktentwicklung.

12.2 Prognosen

Allein durch den Bedarf an alternativen Lösungskonzepten zur Leistungsregelung moderner Windkraftanlagen und die vielversprechenden Aussichten die das Smart Blade Konzept hierzu liefert, ist davon auszugehen, dass auch in Zukunft auf diesem Gebiet weitere Forschung stattfinden wird. Aufgrund der ständigen technischen Weiterentwicklung ist in Zukunft eine Umsetzung von flexiblen Tragflügelstrukturen bis hin zur Serienreife vorstellbar.

Literatur

- [1] Robert Gasch, Jochen Twele, Windkraftanlagen, Grundlagen, Entwurf, Planung und Betrieb, Teubner Verlag, 5. Auflage
- [2] „Physik der Windenergie“, Bundesverband Windenergie e.V., Dezember 2008 <<http://www.wind-energie.de>
- [3] „Geschichtlicher Rückblick über die Windenergienutzung“, Energyprofi GmbH i.Gr., Dezember 2008 <<http://www.energyprofi.com>
- [4] „Festo aqua ray“, Presseservice Region Stuttgart, Wirtschaftsförderung Region Stuttgart, Dezember 2008 <<http://presseservice.region-stuttgart.de>
- [5] „Mantarothen“, Wikipedia, Dezember 2008 < <http://wikipedia.de>
- [6] „Bionik nach dem Vorbild der Natur“, Focus Online, Dezember 2008 <<http://www.focus.de>
- [7] „Method for operating a device for adjusting a blade setting angle, and adjusting device“, World intellectual property organization, Dezember 2008 <<http://www.wipo.int>
- [8] „Das Betz'sche Gesetz“, danish wind industry association, Dezember 2008 <<http://www.windpower.org>
- [9] „Auf der Suche nach neuen Flügelkonstruktionen“, Scinexx, Dezember 2008 <<http://www.geowissenschaften.de>
- [10] Humphrey Francis Parker, variable-camber rib for aeroplane-wings, United States patent office, patented june 1, 1920
- [11] Donald G. Lyon, variable shaped airfoil, United States patent office, patented april 20, 1965
- [12] Donald Pierce, the secretary of state for defence in her Britannic Majesty's Government of the United Kingdom of Great Britain, flexible airfoils, United States patent office, patented September 12, 1978
- [13] Robert Henry Wille, McDonnell Douglas, hinge line skin system for an aircraft, United States patent office, patented august 24, 1999
- [14] Sridhar Kota, system for varying a surface contour, United States patent office, patented October 26, 1999
- [15] Hans Peter Monner, Deutsches Luft und Raumfahrt e.V., airfoil profile with variable profile adaption, United States patent office, patented October 31, 2000

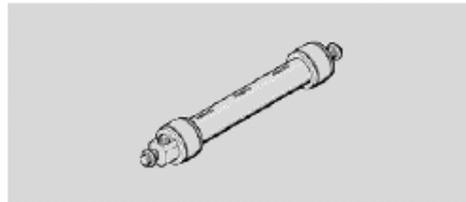
-
- [16] Matthias Piening, Hans Peter Monner, Deutsches Luft und Raumfahrt e.V., airfoil profile with variable profile adaption, United States patent office, patented Dezember 26, 2000
- [17] K. Hohenemser „Flattern von Drehflügeln im Standlauf“, Auflage 1939, reprint archive of applied mechanics, Springerlink 2005
- [18] Roloff/Matek, Maschinenelemente, Normung, Berechnung, Gestaltung, Vieweg Verlag, 15. Auflage
- [19] Roloff/Matek, Maschinenelemente, Tabellen, Vieweg Verlag, 15. Auflage
- [20] XFOIL, subsonic airfoil development system, Massachusetts Institute of Technology, Dezember 2008 <<http://web.mit.edu>
- [21] Mark Drela., XFOIL An Analysis and Design System for Low Reynolds Number Airfoils, MIT Dept. of Aeronautics and Astronautics, Cambridge, Massachusetts, 1989
- [22] XFLR5 Airfoil and Wing Analysis Tool, Dezember 2008 <<http://xflr5.sourceforge.net>
- [23] XFLR5 Analysis of foils and wings operating at low Reynolds numbers, Guidelines for XFLR5 V4.07, Juli, 2008
- [24] Gary Spiers, What can you do with Lidar, letzte Überarbeitung 21 September, 2004, Dezember 2008 <<http://www.lidar.com>
- [25] Ira H. Abbott, Albert E. von Doenhoff, Theory of Wing Sections, Dover Publications Inc., 1958
- [26] Peter Bjoern Anderson, Mac Gaunaa, Christian Bak and Thomas Buhl, Load Alleviation on Wind Turbine Blades using Variable Airfoil Geometry, Wind Energy Department, Risoe National Laboratory,
- [27] Bohl, Elmendorf, Technische Strömungslehre, Vogel Verlag, 13. Auflage

Anhang

A.1 Datenblatt - Fluidic Muscle DMSP-10-

FESTO

Funktion

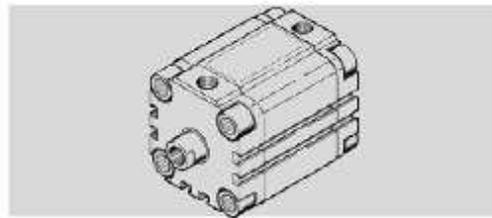
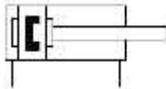


Merkmal	Werte
Baugröße	10
Durchmesseraufweitung bei max. Kontraktion	23 mm
Hub	0 - 2.250 mm
Hysterese mit Last	≤ 2,5 % der Nennlänge
Hysterese ohne Last	≤ 3 % der Nennlänge
Max. Kontraktion	25 % der Nennlänge
Max. Vorreckung	3 % der Nennlänge
Nennlänge	40 - 9.000 mm
Relaxation bei Raumtemperatur	≤ 3 % der Nennlänge
Wiederholgenauigkeit	≤ 1 % der Nennlänge, zyklisch
Zulässige Parallelitätstoleranz	≤ 2 mm ab 400 mm Nennlänge ±0,5 % bis 400 mm Nennlänge
Zulässige Winkeltoleranz	≤ 1 deg
Einbaulage	beliebig
Konstruktiver Aufbau	Kontraktionsmembran
Betriebsdruck	0 - 8 bar
Funktionsweise	einfachwirkend ziehend
Betriebsmedium	gefilterte, nicht geölte Druckluft gefilterte, geölte Druckluft
Korrosionsbeständigkeitsklasse KBK	2
Umgebungstemperatur	-5 - 60 °C
Max. Zulast frei hängend	30 kg
Theoretische Kraft Fluidic Muscle bei maximalem Betriebsdruck	630 N
Theoretische Kraft bei 6 bar	480 N
Gewichtszuschlag pro 1 m Länge	94 g
Pneumatischer Anschluss	G1/8
Werkstoffhinweis	Kupfer- und PTFE-frei
Werkstoffinformation Flansch	Aluminium-Knetlegierung farblos eloxiert
Werkstoffinformation Hülse	Aluminium-Knetlegierung farblos eloxiert
Werkstoffinformation Membran	AR CR
Werkstoffinformation Mutter	Stahl verzinkt

A.2 Datenblatt - Kompaktzylinder ADVU-32-

FESTO

Funktion



Merkmale	Werte
Hub	1 - 300 mm
Kolben-Durchmesser	32 mm
Dämpfung	P: elastische Dämpfungsringe/-platten beidseitig
Einbaulage	beliebig
Funktionsweise	doppeltwirkend
Kolbenstangenende	Innengewinde
Konstruktiver Aufbau	Kolben Kolbenstange
Positionserkennung	für Näherungsschalter
Varianten	einseitige Kolbenstange
Betriebsdruck	0,8 - 10 bar
ATEX-Kategorie Gas	II 2G
Ex-Zündschutzart Gas	c T4
ATEX-Kategorie Staub	II 2D
Ex-Zündschutzart Staub	c 120°C
Ex-Umgebungstemperatur	-20°C ≤ Ta ≤ +60°C
Betriebsmedium	getrocknete Luft, geölt oder ungeölt
CE-Zeichen (siehe Konformitätserklärung)	nach EU-Ex-Schutz-Richtlinie (ATEX)
Korrosionsbeständigkeitsklasse KBK	2
Umgebungstemperatur	-20 - 80 °C
Aufprallenergie in den Endlagen	0,4 J
Theoretische Kraft bei 6 bar, Rücklauf	415 N
Theoretische Kraft bei 6 bar, Vortlauf	483 N
Bewegte Masse bei 0 mm Hub	49 g
Gewichtszuschlag pro 10 mm Hub	40 g
Grundgewicht bei 0 mm Hub	300 g
Zuschlag bewegte Masse pro 10 mm Hub	9 g
Befestigungsart	mit Zubehör
Pneumatischer Anschluss	G1/8
Werkstoffinformation Bundschraube	hochlegierter Stahl rostfrei
Werkstoffinformation Deckel	Aluminium-Knetlegierung
Werkstoffinformation Dynamische Dichtungen	TPE-U(PU) NBR
Werkstoffinformation Kolbenstange	hochlegierter Stahl rostfrei
Werkstoffinformation Zylinderrohr	Aluminium-Knetlegierung

A.3 Datenblatt - Proportional-Druckregelventil VPPM

FESTO

Funktion



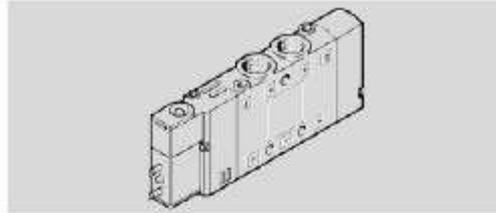
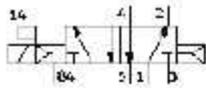
Merkmale	Werte
Nennweite Belüftung	6 mm
Nennweite Entlüftung	4,5 mm
Betätigungsart	elektrisch
Dichtprinzip	weich
Einbaulage	beliebig
Konstruktiver Aufbau	vorgesteuertes Membranregelventil
Kurzschlussfestigkeit	für alle elektrischen Anschlüsse
Sicherheitshinweis	Sicherheitsstellung VPPM: Bei Versorgungsleitungsbruch bleibt der Ausgangsdruck unregelt erhalten.
Verpolungsschutz	für alle elektrischen Anschlüsse
Rückstellart	mechanische Feder
Steuerart	vorgesteuert
Ventilfunktion	3-Wege-Proportional-Druckregelventil
Anzeigeart	LED
Druckregelbereich	0,1 - 10 bar
Eingangsdruck 1	0 - 11 bar
Max. Druckhysterese	0,05 bar
Normalnenndurchfluss	1.400 l/min
Betriebsspannungsbereich DC	21,6 - 26,4 V
Einschaltdauer	100%
Max. elektrische Leistungsaufnahme	7 W
Restwelligkeit	10 %
Schaltausgang	NPN
Signalbereich Analoger Ausgang	0 - 10 V
Signalbereich Analoger Eingang	0 - 10 V
Betriebsmedium	Neutrale Gase gefilterte, nicht geölte Druckluft, Filterfeinheit 40 µm
CE-Zeichen (siehe Konformitätserklärung)	nach EU-EMV-Richtlinie

Merkmal	Werte
Korrosionsbeständigkeitsklasse KBK	2
Mediumstemperatur	10 - 50 °C
Schutzart	IP65
Umgebungstemperatur	0 - 60 °C
Produktgewicht	400 g
Linearitätsfehler FS	2 %
Temperaturkoeffizient	0,04 %/K
Wiederholgenauigkeit FS	0,5 %
Elektrischer Anschluss	Stecker M12 8-polig
Befestigungsart	mit Zubehör wahlweise: mit Durchgangsbohrung
Pneumatischer Anschluss 1	G1/8
Pneumatischer Anschluss 2	G1/8
Pneumatischer Anschluss 3	G1/8
Werkstoffinformation Gehäuse	Aluminium-Knetlegierung eloxiert

A.4 Datenblatt - Magnetventil CPE10

FESTO

Funktion



Merkmal	Werte
Ventilfunktion	5/2 monostabil
Betätigungsart	elektrisch
Baubreite	10 mm
Normalnenndurchfluss	350 l/min
Betriebsdruck	3 - 8 bar
Konstruktiver Aufbau	Kolben-Schieber
Rückstellart	pneumatische Feder
Schutzart	IP65 mit Steckdose nach IEC 60529
Zulassung	c UL us - Recognized (OL) Germanischer Lloyd
Nennweite	4 mm
Abluftfunktion	drosselbar
Dichtprinzip	weich
Einbaulage	beliebig
Handhilfsbetätigung	mit Zubehör rastend tastend
Steuerart	vorgesteuert
Ventilplatz-Kennzeichnung	Schildträger
Schaltzeit aus	20 ms
Schaltzeit ein	16 ms
Einschaltdauer	100% mit Haltestromabsenkung
Spulenkennwerte	24V DC: 1,28W
Zulässige Spannungsschwankungen	-15 % / +10 %
Betriebsmedium	gefilterte Druckluft, Filterfeinheit 40 µm, geölt oder ungeölt
Korrosionsbeständigkeitsklasse KBK	2
Mediumtemperatur	-5 - 50 °C

Merkmale	Werte
Umgebungstemperatur	-5 - 50 °C
Produktgewicht	56 g
Elektrischer Anschluss	2-polig
Befestigungsart	mit Durchgangsbohrung
Anschluss Steuerabluft 82	M3
Anschluss Steuerabluft 84	M3
Anschluss Steuerluft 12	M3
Anschluss Steuerluft 14	M3
Pneumatischer Anschluss 1	M7
Pneumatischer Anschluss 2	M7
Pneumatischer Anschluss 3	M7
Pneumatischer Anschluss 4	M7
Pneumatischer Anschluss 5	M7
Werkstoffinformation Dichtungen	NBR
Werkstoffinformation Gehäuse	Aluminium-Druckguss