

立命館大学審査博士論文

ばね懸架機構による吸盤の負圧保持の研究
(Study on Keeping Inner Pressure of a Suction Cup
with Spring Suspended Mechanism)

2017年3月

March 2017

立命館大学大学院理工学研究科

機械システム専攻博士課程後期課程

Doctoral Program in Advanced Mechanical Engineering and Robotics
Graduate School of Science and Engineering
Ritsumeikan University

松野 孝博

MATSUNO Takahiro

研究指導教員：馬 書根 教授

Supervisor: Professor MA Shugen

摘要

建築物の外壁作業現場では、これまでゴンドラやロープを用いて作業員を屋上から吊るす方法が採られてきた。これらの方法は足場を必要としない一方で、強風時に作業効率や安全性が著しく低下する。対策として、作業員やゴンドラを壁面上に固定することが行われており、現在様々な固定方法が研究されている。現代の建築物にはガラスや平らな壁面が多く用いられているため、外壁作業の固定器具として吸盤の活用が期待できる。しかし、吸盤は内部の負圧が減衰すると吸着力が低下するため、外壁作業においては負圧を長時間保持し続ける必要がある。現在までに開発されている壁面作業用の吸盤は、ポンプを用いて吸盤内部の空気を外部へ排気し続けることによって負圧を保持している。しかし、駆動用の電源や制御装置が必要になるため、大型のゴンドラのみ利用が限定されている。そこで本研究では、より多くの作業環境に吸盤を導入するために、ポンプなどの能動的な排気装置を一切用いずに吸盤の負圧保持を実現する。

受動的に負圧の保持を実現するために、吸盤の要素と負圧変化の関係を理論的に明らかにし、吸盤への空気流入量、吸盤の体積、及び吸盤に加わる懸架力が吸盤の負圧保持に関係することを確認した。柔らかい吸盤材質の使用、吸盤と壁面の間への液体充填、吸盤体積を増やすことで負圧保持が可能であることを確認したものの、柔軟素材使用による吸盤強度の低下、清掃作業の増加の問題点及び吸盤体積を増やすことの欠点を指摘し、本研究では既存研究で検証されていない吸盤に加わる懸架力について着目した。

既存の受動吸盤に用いられているカムによる懸架、本研究で新たに提案する各種ばねによる吸盤の懸架を検証し、負圧保持に適した懸架方法の選択を行った。まず、各懸架方法を用いた時の吸盤負圧、必要な入力エネルギーを導出し、各懸架機構による吸盤の負圧保持性能を評価した。負圧保持性能の評価として、単位入力エネルギー当たりの負圧積分値、指定負圧に対する保持時間、負圧変化量の最大値の比較を行い、比較結果より、定力のばね懸架を行うことで負圧の保持性能が向上する事を確認した。

最後にばね懸架機構を用いた吸盤の構造全体を提案し、本研究で提案したばね懸架機構による吸盤の懸架の負圧保持性能について実機検証を行った。提案したばね懸架機構を用いることで吸盤の負圧が保持されることを、理論及び実験の双方から確認した。

Abstract

Work on building's walls has been performed by several methods including gondolas or ropes. Safety of those works can be improved by attaching workers or the gondolas to the wall's surface. So far, various attaching methods are currently being studied. Attachment by negative pressure of a suction cup is one of the attaching methods which is expected by researchers to improve this problem. The reason is that, the current wall of buildings is usually made from glass or is a flat painted surface. It is possible for a suction cup to attach strongly to these walls. However, when the negative pressure of the suction cup decreases, the attachment force decreases too and it stops functioning as an attachment. Therefore, suction cups used for work on walls are required to keep the negative pressure for a long time. Current suction cup mechanisms are using pumps to keep negative pressure, and these are large in size and heavy, and only a large gondola can be used.

A design for a lighter and smaller suction cup mechanism is necessary for small gondola and worker on the wall. In this research, a new method to keep suction cup's negative pressure by using only passively mechanism is studied. First, the air inflow speed to suction cup, the volume of suction cup and suspended force of suction cup are studied to find the relationship with negative pressure decrement. From the theoretical results, attention is paid to the suspension force as a method of passively keeping the negative pressure.

The current passively suction cups use a cam suspended mechanism, however, this research proposes spring suspended mechanism of suction cup. The temporal changes of negative pressure when various suspension mechanisms are used are analyzed and compared. And calculation method of necessary input energy to the suspension mechanism is shown. The new evaluation methods which are using input energy, integral value of inner pressure, and negative pressure decrement speed are defined in this paper. With these evaluation methods, it is shown that the proposed design using a spring suspended mechanism has better performance over current designs.

A prototype of the suction cup with proposed spring suspended mechanism is developed and the actual inner pressure keeping is verified with experiments. Based on the results of experiment, the superiority of keeping inner pressure of spring suspended is discussed and future tasks of this research are discussed.

目次

第 1 章	序論	1
1.1	研究背景	1
1.2	既存の吸盤の負圧保持方法	2
1.3	研究目的	3
1.4	本論文の構成	3
第 2 章	吸盤の各要素と負圧の関係	5
2.1	負圧保持に関係する吸盤の要素	5
2.2	吸盤の負圧変化	7
2.3	負圧保持の実現方法	8
2.3.1	吸盤への空気流入量	8
2.3.2	吸盤体積	9
2.4	まとめ	10
第 3 章	懸架力と負圧保持の関係	11
3.1	吸盤の懸架方法	11
3.2	カム懸架機構	11
3.2.1	カム懸架機構を用いた吸盤の負圧	12
3.2.2	カム機構に必要な入力エネルギー	13
3.3	線形ばね懸架機構	13
3.3.1	線形ばね懸架機構を用いた吸盤の負圧	14
3.3.2	線形ばね懸架機構に必要な入力エネルギー	14
3.4	非線形ばね懸架機構	15
3.4.1	非線形ばね懸架機構を用いた吸盤の負圧	15
3.4.2	非線形ばね懸架機構に必要な入力エネルギー	17
3.5	懸架機構の負圧保持性能評価	17
3.5.1	単位入力エネルギー当たりの負圧積分値	17
3.5.2	指定負圧の保持時間	20
3.5.3	負圧の時間変化の変化量	22
3.6	まとめ	24
第 4 章	ばね懸架機構の提案	25
4.1	ばね懸架機構を用いた吸盤の構造	25
4.2	目標負圧を満たす懸架力導出	27
4.2.1	一定負圧を保つばね懸架力	29
4.2.2	負圧が線形減衰するばね懸架力	31

4.3	懸架機構のための板ばねの選択	32
4.3.1	懸架機構に必要な入力エネルギー	32
4.3.2	板ばね接触棒位置と懸架力	38
4.3.3	板ばねの選択	41
4.4	提案するばね懸架機構による負圧保持	42
4.5	まとめ	43
第5章	ばね懸架機構による吸盤の負圧保持実験	45
5.1	負圧保持検証実験	45
5.1.1	実験内容	45
5.1.2	実験結果	46
5.2	負圧減衰予想実験	47
5.2.1	負圧減衰予想方法	47
5.2.2	実験内容	51
5.2.3	実験結果	52
5.3	まとめ	52
第6章	結論と今後の課題	53
6.1	結論	53
6.2	今後の課題	54
6.2.1	ばね懸架機構の課題	54
6.2.2	吸盤の課題	56
	参考文献	61
	研究業績	67
付録A	吸盤への空気流入量	69
A.1	空気流入量関数の推定方法	69
A.2	空気流入量関数に関係する要素	69
付録B	吸着中の負圧変化予想	77
B.1	空気流入量推定に用いる多項式の選択	77
B.2	負圧変化予想の予測精度検証	81

目 次

2.1	Air inflow speed (v) as a function of the negative pressure.	6
2.2	Simplified model of a suction cup.	6
2.3	Force keeping the suction cup suspended.	7
3.1	The suction cup with cam suspended mechanism.	12
3.2	The suction cup with a linear-spring suspended mechanism.	14
3.3	The suction cup with a nonlinear spring suspended mechanism.	15
3.4	Calculation result of negative pressure with each suspended mechanism.	20
3.5	Comparison results of negative pressure decrement with each suspended mechanisms.	21
3.6	The method to calculate ψ_2 of linear spring suspended mechanism.	22
3.7	Comparison results of attachment time with each suspended mechanisms.	23
3.8	Comparison results of negative pressure's rate of change with each suspended mechanisms.	24
4.1	Plate spring for suspended mechanism	26
4.2	The concept of spring-suspended suction cup[45]	27
4.3	Adsorption procedure of suction cup[45]	28
4.4	Air inflow speed equation on acrylic wall[45].	29
4.5	Target negative pressure decrement of spring-suspended suction cup.	30
4.6	Analysis result of suspended force to generate target negative pressure decrement.	30
4.7	Target negative pressure decrement of spring-suspended suction cup.	31
4.8	Analysis result of suspended force to generate target negative pressure decrement.	32
4.9	Plate spring model using RBSM[45].	33
4.10	Elastic energy changes under handle control, and the input energy[45]	34
4.11	Experimental setup to measure the input energy for snap buckling	35
4.12	Experimental result of plate spring's buckled shape	36
4.13	Verification of input energy for snap buckling	37
4.14	Input torque for snap buckling of plate spring	38
4.15	Experimental set up to measure suspended force of plate spring.	39
4.16	Suspended force of plate spring with each contact rod positions	40
4.17	Plate spring parameters satisfying the energy constraint 5.25 J	41
4.18	Plate spring for suspended mechanism	42

4.19	Numerical calculation about spring suspended suction cup.	43
5.1	Prototype of spring suspended suction cup[45].	46
5.2	Experiment results of negative pressure decrement.	47
5.3	Measurement of negative pressure and air inflow speed until start to prediction[66].	49
5.4	Linear potentiometer for real time prediction of negative pressure decrement.	51
5.5	Prediction result with prototype suction cup.	52
6.1	Novel spring suspended mechanism to generate target force.	55
6.2	Force of novel spring suspended mechanism.	56
A.1	Measurement setup for estimation of air inflow speed equation[45].	70
A.2	Pressure decrement with different diameter suction cups.	71
A.3	Relationship between air inflow speed and pressure.	71
A.4	Pressure decrement in different pulled height displacement case.	72
A.5	Relationship between air inflow speed and pressure.	73
A.6	Pressure decrement in different material case.	73
A.7	Relationship between air inflow speed and pressure.	74
A.8	Pressure decrement in different environment case.	75
A.9	Relationship between air inflow speed and pressure.	75
B.1	Actual measured data of negative pressure decrement for evaluation[66].	77
B.2	Evaluation of order for estimation negative pressure decrement[66].	78
B.3	Prediction of negative pressure decrement.	80
B.4	Comparison result of ψ_{p1}	82
B.5	Comparison result of ψ_{p2}	82
B.6	ψ_{p2} result of long attachment case.	83
B.7	Measured pressure decrement result of long attachment case.	83

表 目 次

2.1	Comparison results of air inflow speed function[45].	9
3.1	Size of suction cup	18
4.1	Plate springs for experiment of input energy	37
4.2	Contact rod positions	40
4.3	Specifications of plate spring in the numerical comparison	41
4.4	Common conditions for numerical comparison	42
5.1	Specification of a suction cup	45
5.2	Specification of a plate spring for suspended mechanism	45
A.1	Suction cups for experiment of measuring air inflow speed	70
B.1	Suction cups for experiment of prediction	81

変数一覧

吸盤

P_n	大気圧
P	大気圧を基準とした吸盤内部の相対圧
t	吸着中のある時刻
Δt	微小経過時間
$f_p(t)$	時刻 t における吸盤内部の圧力 P を示す関数
V	吸盤と壁面の間のできる空間の体積 (吸盤体積)
V_{stn}	吸盤内部の空気の体積を大気圧下で換算した体積 (吸盤内部の空気の標準体積)
$V_{\text{stn}0}$	$t = 0$ における吸盤内部の空気の標準体積
$V_{\text{stn}old}$	微小経過時間 Δt が経過する前の吸盤内部の空気の標準体積
v	単位時間あたりに吸盤内部へ流入する空気の標準体積 (空気流入量)
$f_v(P)$	吸盤内部の圧力 P と空気流入量 v の関係を示す関数 (空気流入量関数)
a	空気流入量関数を線形で仮定した時の関数の係数
r_1, r_2	吸盤形状を円錐台に近似した時の上面, 下面の半径
h	吸盤形状を円錐台に近似した時の吸盤高さ
A	吸盤の面積

懸架機構

F_s	吸盤形状を変形させる吸盤材質の復元力, 又は懸架機構の力 (懸架力)
d_c	懸架機構の変位量
$f_{F_s}(d_c)$	懸架機構の変位量 d_c と懸架力 F_s の関係を示す関数
$f_{d_c}(t)$	時刻 t における懸架機構の変位量 d_c を示す関数
h_{cam}	カム懸架機構を用いた時の, 吸着後の吸盤高さ
k	線形ばねのばね定数
h_{max}	懸架機構が懸架を終えた時の吸盤高さ
h_{min}	吸着開始時の吸盤高さ
E	吸盤を吸着させるために, 懸架機構へ必要な入力エネルギー

負圧の目標値

P_{const}	吸着中の吸盤に一定の圧力を維持させる時の目標圧力
$F_{s_{\text{const}}}$	P_{const} を満たす懸架力
a_p	吸着中の吸盤の圧力を時間経過で線形に変化させる時の, 目標圧力の傾き
b_p	吸着中の吸盤の圧力を時間経過で線形に変化させる時の, 目標圧力の切片

板ばね

U	板ばねの弾性エネルギー
k_t	板ばねの離散モデルに用いる捩じりばねのばね定数
θ_i	板ばねの離散モデルに用いる剛体リンクの角度
d	板ばねの離散モデルに用いる剛体リンクの長さ
E_s	ばね材質の縦弾性係数
I	断面二次モーメント
ϕ	板ばね端の拘束角度

第 1 章 序論

1.1 研究背景

現在、世界中で高層の建築物が建設されており、これらの建設及び保守・点検のために建物の外壁上での作業が必要である。従来、高所の外壁上での作業はゴンドラやロープによって吊るす方法が用いられてきた [1]。ゴンドラは建造物の屋上からクレーンで吊り下げられた移動式の足場であり、ゴンドラやクレーン設置のための十分なスペースがある場合に用いられる [2]。一方、入り組んでる場所やクレーンの設置が不可能な場合、作業員を直接ロープで吊るして壁面上で作業を行う。しかし、これらの作業は非常に危険であり、事故が相次いでいる [3]。2014 年 11 月にはアメリカ・ニューヨークのワン・ワールドトレードセンターにおいて、清掃作業用のゴンドラが壁面上で大きく傾き、作業員が長時間宙吊りの状態になる事故が発生している [4]。国内においても 2010 年 12 月に富山県射水市のにおいて、橋桁用の作業ゴンドラが強風により落下し、作業員が死亡する事故が発生している [5][6][7][8]。近年、同様のゴンドラ作業中の死亡事故 [9][10][11]、及びロープ作業中の死亡事故が全国で多発している [12][13][14]。平成 27 年の厚生労働省の死亡災害報告によると、墜落・転落による死亡災害の発生状況は 248 件であり、労働災害の中で最も大きな割合を占めている [15]。

これらの背景より、高所外壁上での作業の安全対策が求められている。最も確実な方法として、ゴンドラや作業員を吊るすことに加え、それらを外壁上に直接固定する方法が考えられている [16]。ゴンドラや作業員が壁面上に固定される事で、突風などの想定不可能な要因による事故を防ぐことが可能である。また、固定する事は事故防止に加え、作業中の反動によりゴンドラや作業員が揺れを防ぐことも可能であり、作業効率の向上も期待できる [17]。今までに開発された例として、磁石による固定方法やガイドレールを用いる方法がある。壁面の素材が磁性体の場合、永久磁石の受動車輪を用いて壁面上に固定する方法が提案されている [16]。ゴンドラが磁石により壁面上に固定されることによって、風や作業反動によって揺れることがなく、また、壁面上を安定して移動する事が可能になる。磁石は固定のためにエネルギーを必要とせず、固定装置のための電源や制御装置が必要ないため、可搬重量や搭載スペースによる導入の制限が少ない。そのため、鉄橋作業用のゴンドラ等に導入されており、ゴンドラに限らず作業員単体を固定する事を目的とし、小型軽量な磁石による固定装置も研究されている [18]。また、これから建設する建築物であり外観が重要でない場合は、壁面上にあらかじめガイドレールを設置し、ゴンドラをレール上に固定する方法が実用化されている [19]。レールによる固定方法においても、固定にエネルギーが消費されることはなく、また固定に対する信頼性が高い。レール側の強度を上げることで、ゴンドラを吊り下げるクレーンを無くすことが可能な

ため、屋上にクレーンの設置が不可能な建築物にゴンドラを導入する事も可能になる [20].

以上の壁面上への固定方法は、特定環境を前提にしたものである。現在の大型建築物の外壁は、ガラス面やタイル、塗装された平坦な壁面などフラットな物が主流である。これら大多数の建築物の壁面への固定方法として吸盤が期待されている [21].

1.2 既存の吸盤の負圧保持方法

吸盤は材質に関わらずフラットな壁面に対して強力に吸着できるため、壁面作業の固定装置として応用した場合、より多くの環境に導入できることが期待できる [21]. ただし、吸盤を壁面作業の固定装置として用いる場合、吸盤が長時間壁面に対して吸着すること、その吸着状態と解除状態を素早く切り替えることが要求される。吸盤は吸着対象との間に密閉された空間を作り、その空間を負の値の相対圧(以下:負圧)状態にすることで、大気圧との圧力差により吸着する。そのため、吸盤を長時間吸着させるためには、外壁上の環境で吸盤の負圧を保持させる必要がある。また、吸着状態と解除状態の切り替えのために、吸盤は作業員のタイミングによって負圧の生成及び負圧の解消の両方が可能であることが求められる。

壁面作業用として現在開発されている吸盤の多くは電動ポンプと組み合わせられている(以下:能動吸盤)[22]. ポンプで吸盤内部の空気を排気し続けることで、吸盤は負圧を保持する事が出来る。また、ポンプを制御する事で任意タイミングで負圧を生成すること及び負圧を無くすことが可能である [23]. ただし、ポンプは電源及び制御装置が必要である。対象となる建物が2, 3階程度の低いものであれば、地上から長い電源ケーブルを通じて電力供給する方法があるものの [24], 通常の建造物ではゴンドラへ吸盤に加えポンプ、電源及び制御装置を合わせて搭載する必要がある。そのため、十分な可搬重量と搭載スペースを持つ大型のゴンドラだけが能動吸盤を搭載でき、重量およびサイズの問題から小型のゴンドラや作業員単体への導入には至っていない。

吸盤による固定装置をより多くの高所壁面作業現場に対して導入するためには、より軽量及び小型な機構で吸盤の負圧を保持する必要がある。ポンプやアクチュエータなどを用いる場合、そのための電源や制御装置が必要なため大型化は避けられない [25]. そこで本研究では受動的な機構のみで負圧保持を行う吸盤(以下:受動吸盤)に注目した [26][27]. 既存の多くの受動吸盤は、カム機構で吸盤を懸架しており長時間負圧の保持が可能である [28]. しかし、これらは事前に十分に壁面が清掃済みであり、また吸着の解除を頻繁に行わないことが前提である。実環境では吸盤と壁面の間に隙間が存在するため、既存の受動吸盤は負圧の保持ができず、既存の受動吸盤を壁面作業用として用いることはできない。

受動吸盤の負圧を保持するためには、吸盤の負圧変化に影響する要素を明確にし、その要素を最適化することで負圧の減衰を小さくする必要がある。しかし、吸盤の負圧変化の理論解及び各要素との定量的な関係性は明確にされていない。

1.3 研究目的

吸盤の負圧変化に影響する要素として、吸盤への空気流入、吸盤と壁面の間の空間の体積及び吸盤に加わる力が考えられる。しかし、吸盤の負圧変化の理論解及び各要素との定量的な関係性は明確にされていない。そこで本研究では、吸盤の負圧変化及び各要素との関係性を理論的に明確にする。そして、それらの関係性から受動的に負圧保持を実現する方法を示す。最後に、負圧保持を実現する具体的な機構を例として提案し、その機構の設計法及び試作機による負圧保持の検証を行う。

1.4 本論文の構成

本論文は「ばね懸架機構による吸盤の負圧保持の研究」と題し全6章で構成する。第1章「序論」では、本研究の背景と目的を述べた。壁面作業の安全装置として吸盤を使用する場合、その負圧の保持が必要であることを示し、既存の受動吸盤では負圧の保持能力がないことを述べた。

第2章「吸盤の各要素と負圧の関係」では、吸盤の基礎理論として、吸盤の各寸法、空気流入量の条件、吸盤の懸架力の関係から、吸盤の負圧の時間変化を算出する方法を示す。また、吸盤の負圧変化の理論式から負圧保持と各要素の関係性を明確にする。

第3章「懸架力と負圧保持の関係」では、既存の方法であるカム機構による吸盤の懸架と本研究で提案する線形ばね・非線形ばねによる吸盤の懸架方法を負圧保持の観点から比較する。評価方法を定義し、吸盤パラメータ、空気流入量の条件を共通の値とし、それぞれの負圧保持性能を評価する。

第4章「ばね懸架機構の提案」では、3章で得られた評価結果より非線形ばねによる吸盤の懸架を、実現化の具体例として板ばねを用いた方法で提案し、ばね懸架機構および吸盤の構造、吸着・解除の切り替え方法について述べる。また、負圧保持が可能な懸架力目標値の具体例を2種類提示し、目標懸架力と一致するように板ばね寸法を選択する。

第5章「ばね懸架機構による吸盤の負圧保持実験」では、4章で設計したばね懸架機構及び吸盤を試作し、負圧の保持を実機で検証する。また、受動的な吸盤を実用する上で重要な再吸着について述べ、再吸着のタイミングを的確に把握するための吸盤負圧減衰の予想方法について述べ、本研究で提案したばね懸架機構を用いる吸盤を導入する。

第6章「結論と今後の課題」では、本研究で得られた結論を述べるとともに、残された課題と今後の展望について述べる。

第2章 吸盤の各要素と負圧の関係

本章では、吸盤の基礎理論として、吸盤の各寸法、空気流入量の条件、吸盤の懸架力の関係から、吸盤の負圧の時間変化を算出する方法を導出する。また、吸盤の負圧変化の理論式から負圧保持と各要素の関係性を示す。

2.1 負圧保持に係る吸盤の要素

吸盤は壁面との間に密閉された空間を作り、その空間の気圧を大気圧 P_n より低くすることで、吸着力を生成する。吸盤内部の圧力 P を大気圧を基準とした相対圧で表わしたとき、圧力 P が負の値の状態(負圧)で吸着する。この時、吸盤内部に空気が流入した時、吸盤の負圧 P は時刻 t により変化する。 $f_p(t)$ を時刻 t における吸盤の負圧 P を表わす関数とし、式 (2.1) に示す。

$$P = f_p(t) \quad (2.1)$$

関数 $f_p(t)$ が負の値を保つ時、吸盤は負圧を保持している。ここで、負圧の変化に係る吸盤の要素として、以下に示す3つの項目に注目した。

1. 吸盤への空気流入
2. 吸盤と壁面の間にできる密閉された空間の体積
3. 吸盤に加わる力(吸盤素材の復元力、懸架機構による力)

単位時間当たりに吸盤内部に流入する空気の標準体積を空気流入量 v とする。空気の標準体積とは、気体の体積を標準大気圧下で換算したものを指す。壁面作業の現場において既存の吸盤が負圧を保持できない原因は、吸盤へ流入する空気が多いためであり、空気流入量を減少させることで負圧の保持が可能である。気体が圧力差のある2つの空間を移動する際、その移動速度は圧力差により異なるため [29][30][31]、図 2.1 に示すとおり、吸着中の空気流入量は一定値ではない。よって、吸盤内部の負圧 P により変化する関数 $f_v(P)$ と定義し、式 (2.2) に示す。

$$v = f_v(P) \quad (2.2)$$

以降、式 (2.2) を空気流入量関数と呼称する。受動吸盤は能動的に吸盤内部の空気を排気する方法がないため、排気以外の方法で吸盤内部の空気を減少させる必要がある。吸盤と壁面の間にできる密閉された空間の体積を吸盤体積とした時、吸盤体積を大きくすることで、吸盤内部にある空気の標準体積(吸盤内部にある空気の体積を標準大気圧下で換算した体積)は吸盤体積と比較して相対的に小さくなる。その

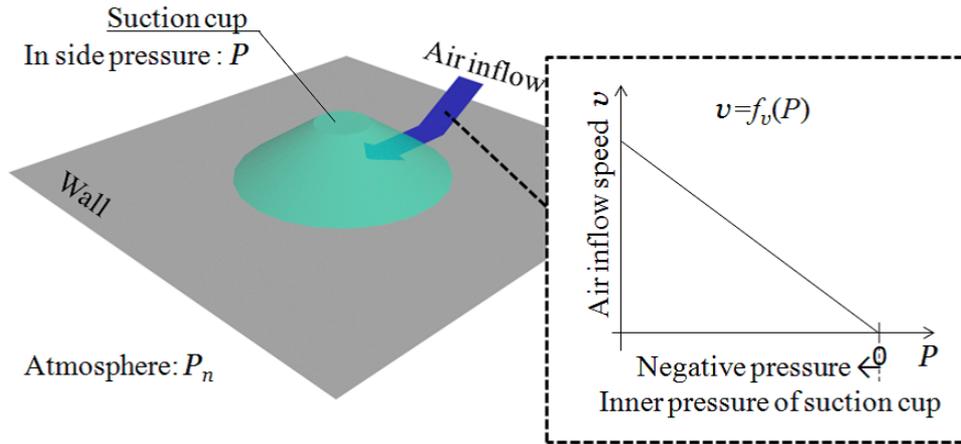


Fig 2.1: Air inflow speed (v) as a function of the negative pressure.

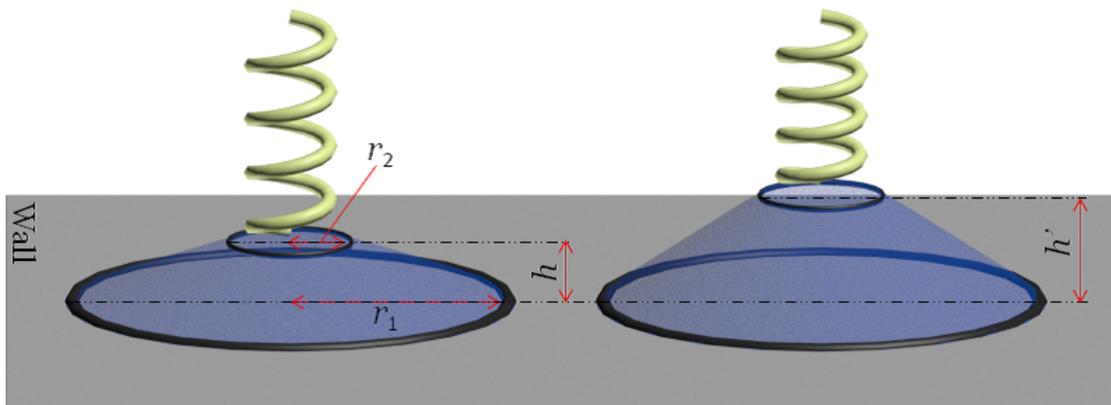


Fig 2.2: Simplified model of a suction cup.

ため、吸盤体積の大きいものを選択する事で負圧の保持が期待できる。ここで、吸盤の体積を求める。実際の吸盤は複雑に変形しその体積が特定できないため、本研究では吸盤の形状は図 2.2 に示す通り、円錐台形状を保ち、高さのみ変形すると仮定する。ここで、 r_1 , r_2 を、それぞれ円錐台に近似した吸盤の上面、下面の半径とする。このとき、吸盤内の体積を式 (2.3) で近似する。

$$V = \frac{1}{3}\pi h(r_1^2 + r_1r_2 + r_2^2) \tag{2.3}$$

図 2.3 に示す通り、吸盤には大気圧が加わる。ここで、大気圧による力に逆らい吸盤を変形させ、吸盤と壁面に間に密閉された空間を作ることによって、負圧を生成させることができる。このとき、吸盤を変形させる力は、吸盤材質が持つ復元力、又は吸盤に追加された懸架機構による力であり、これらの力を懸架力 F_s とする。懸架力 F_s は、懸架機構の変位量 d_c で変化するものとし、式 (2.4) に示す関数で定義する。

$$F_s = f_{F_s}(d_c) \tag{2.4}$$

各要素より吸盤の負圧変化を理論的に求め、負圧保持の実現方法を議論する。

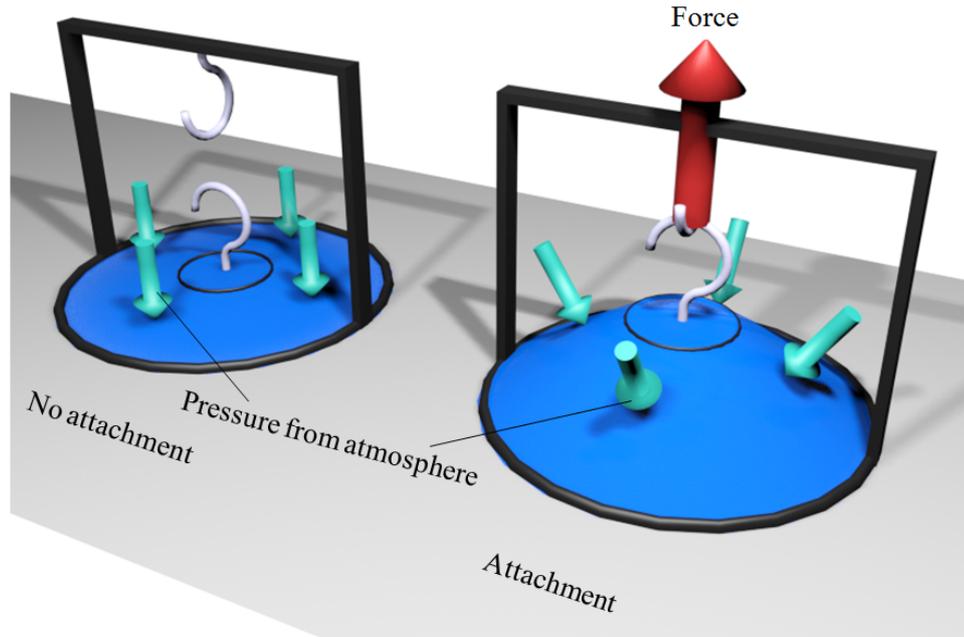


Fig 2.3: Force keeping the suction cup suspended.

2.2 吸盤の負圧変化

本節では、吸盤の負圧変化を導出する。吸着中のある時刻 t における吸盤内部の空気の標準体積 V_{stn} に着目する。 P_n を大気圧とし、ボイルの法則から、 V_{stn} が式 (2.5) より得られる。

$$\begin{aligned} V_{\text{stn}} &= \frac{(P + P_n)V}{P_n} \\ &= \frac{(f_p(t) + P_n)V}{P_n} \end{aligned} \quad (2.5)$$

次に、吸盤への空気流入量 v 、及び吸着開始時 (0s) における吸盤内部の空気の標準体積 $V_{\text{stn}0}$ から、吸着中のある時刻 t における吸盤内部の空気の標準体積 V_{stn} を求める。 v は前節で定義したとおり、単位時間当たりに吸盤内部に流入する空気の標準体積であるため、時間積分することでその総量になる。よって、吸着中のある時刻 t における吸盤内部の空気の標準体積 V_{stn} は、式 (2.6) から得られる。

$$\begin{aligned} V_{\text{stn}} &= \int_0^t v \, dt + V_{\text{stn}0} \\ &= \int_0^t f_v(f_p(t)) \, dt + V_{\text{stn}0} \end{aligned} \quad (2.6)$$

ここで、吸盤に加わる大気圧からの力と、懸架力 F_s の釣り合いを考える。吸盤の底面部分の面積を A としたとき、時刻 t における吸盤に加わる力の釣り合いは、式 (2.7) のとおりである。

$$\begin{aligned} F_s &= PA \\ f_{F_s}(d_c) &= f_p(t)A \end{aligned} \quad (2.7)$$

この時、吸盤の縁以外は壁面に対して接触していないと仮定し、 A を式(2.8)より推定する。

$$A = \pi r_1^2 \quad (2.8)$$

ここで、式(2.3)に示す吸盤の高さ h と懸架力 F_s の関係に注目する。前述のとおり吸盤が円錐台形状を保ち高さ h だけ変化すると仮定した場合、式(2.4)の逆関数より吸盤の高さ h は式(2.9)となる。ただし、 n は吸盤高さの基準点と懸架の高さの基準点の差を示している。

$$\begin{aligned} h &= d_c - n \\ &= f_{F_s}^{-1}(PA) - n \end{aligned} \quad (2.9)$$

吸盤内部の負圧 P と時刻 t の関係を関数 $P = f_p(t)$ で定義したとき、式(2.5)(2.6)から得られる V_{stn} 、 V 及び v より式(2.10)が導かれる。

$$\frac{\pi(r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2)(f_p(t) + P_n)(f_{F_s}^{-1}(f_p(t)A) - n)}{3P_n} = \int_0^t f_v(f_p(t))dt + V_{\text{stn}0} \quad (2.10)$$

式(2.10)を $f_p(t)$ について解くことで、時刻 t における吸盤内部の負圧を示す関数 $P = f_p(t)$ が求められる。ただし、式(2.10)中に示す $f_{F_s}^{-1}(f_p(t)A)$ 及び $f_v(f_p(t))$ により、式(2.10)を解析的に解くことが不可能な場合が存在する。解析的に解くことができない場合、本研究では吸盤内部の圧力 P の変化を時間経過 Δt ごとに離散的に考え、近似的に $f_p(t)$ を求める。始めに、吸着開始時(0s)における吸盤内部の負圧を、式(2.5)を用いて、吸着開始時における吸盤内部の空気の標準体積 $V_{\text{stn}0}$ から計算する。 Δt が十分に小さいとき、吸着開始時(0s)の負圧 P と Δt 経過後の P に大きな変化がないと仮定し、吸盤内部の空気の標準体積 V_{stn} を近似的に式(2.11)より求める。ただし、 $V_{\text{stn}old}$ を Δt 経過前の吸盤内部の空気の標準体積とする。

$$V_{\text{stn}} \approx f_v(P)\Delta t + V_{\text{stn}old} \quad (2.11)$$

式(2.11)より求めた Δt 経過後の V_{stn} から、式(2.5)を用いて吸盤内部の負圧 P を更新する。以上の計算を細かい時間間隔で行い、離散的に $f_p(t)$ を数値計算する。

2.3 負圧保持の実現方法

各要素と吸盤の負圧変化の関係性から、負圧保持の実現方法を議論する。

2.3.1 吸盤への空気流入量

式(2.5)より、吸盤内部の空気の標準体積 V_{stn} が吸盤の体積 V に近づいたときに、吸盤の負圧が失われる。また、式(2.6)より空気流入量関数の積分値が小さい場合、 V_{stn} の増加量が少くなり負圧の保持時間が長くなることが理論的に確認できる。吸盤への空気流入量は一定値ではなく、吸盤の負圧により変化する。本研究では空気流入量関数に関係する要素を予備実験より調べた[32](付録:A)。吸盤およびその

Table 2.1: Comparison results of air inflow speed function[32].

Parameters	Effect on air inflow speed function
Diameter of suction cup	Non effected
Material of suction cup	Effected
Pulled height displacement	Non effected
Wall conditions	Effected

吸着状態の要素として、吸盤材質、吸盤面積、吸盤の懸架高さ、吸着環境の 4 種類の要素と空気流入量関数の関係性を表.2.1 に示す。

吸盤材質、吸着環境が空気流入量関数に関係しており、吸盤面積、吸盤の懸架高さは関係していないことが確認できる。室内で用いることを想定した吸盤であれば、吸盤材質、吸着環境を工夫し負圧保持を実現する例がある [33][34]。現在開発されている受動吸盤は、柔らかい吸盤材質を用いる [33]、又は壁面と吸盤の間に液体を充填させる [34][35][36] ことで、負圧を保持している。空気流入量関数が全体的に小さい値になり、 t 秒間に発生する空気流入を減少させている。しかし、これらの吸盤は大きな力が加わることは想定しておらず、また吸着前・吸着後に十分に壁面を清掃できることが前提である。外壁上での作業の場合、吸盤に必要な強度から吸盤の柔軟性を上げることには限界があり、さらに、吸着前後で充填に用いた液体を清掃しつつ吸盤を運用することは現実的でない。そのために、吸盤への空気流入を減少させることのみに着目して、吸盤の負圧保持を実現する方法には限界がある。

2.3.2 吸盤体積

式 (2.5) を変形させることで、式 (2.12) が得られる。 P は相対圧であるため負の値のときに、吸盤内部の圧力は負圧を保持している。そのため、式 (2.12) に示す V_{stn} 及び V が $V_{\text{stn}} < V$ を満たすとき、負圧が保持される。

$$P = P_n \left(\frac{V_{\text{stn}}}{V} - 1 \right) \quad (2.12)$$

式 (2.6) より、空気流入量 v が一定と仮定すると、吸盤体積 V を大きくすることで、吸盤内部の空気の標準体積 V_{stn} が V に到達するまでの時間 t が長くなり、長時間の負圧の保持が可能である。吸盤下面の半径 r_1 が大きい吸盤を用いた場合、吸盤体積は大きくなるものの、吸盤が外壁上にある溝やクラックをまたぐリスクが向上する [37]。その場合、吸盤が密閉空間を作ることができる、負圧を生成することが不可能なため、吸盤の半径は可能な限り小さくする必要がある [38]。式 (2.3) より、吸盤半径を変えずに体積を大きくするためには、吸盤の高さ h の値を上げる必要があるものの、吸盤の高さ方向の変形量には限界がある。よって、吸盤が外壁上にある溝やクラックをまたぐ危険性、及び吸盤の高さ方向の変形量の限界を考えると、吸盤体積を大きくすることのみに着目して負圧の保持を行うことは困難である。

ここで、吸盤に加わる力である懸架力の関数 $F_s = f_{F_s}(d_c)$ は、式 (2.10) より吸盤負圧に関係していることが確認できる。しかし、既存研究では能動および受動吸盤

のいずれにおいても、懸架力について検証されたことがなく、負圧保持の関係は明らかにされていない。空気流入を減少させることおよび吸盤体積を大きくすることに限度があることも踏まえ、本研究では懸架力に着目して負圧の保持を行う。

2.4 まとめ

本章では、空気流入量、吸盤体積、懸架力の関係から、吸盤の負圧の時間変化を算出する方法を示した。吸盤体積、空気流入量は負圧保持に関係する事を理論的に確認したが、いずれの場合も、体積を増やすことのデメリット、高所作業の固定装置として用いる場合に吸盤に必要な強度、液体充填後に必要な清掃作業の増加などの理由より、これらの要素で負圧の保持を実現する事は困難であることを確認し、本研究では懸架力に着目する事を示した。

第3章 懸架力と負圧保持の関係

本章では、吸盤の懸架機構として考えられる方法を挙げ、各懸架方法を用いた時の吸盤の負圧 $f_p(t)$ 、及び吸着のために懸架機構に入力するエネルギー E を導出する。 $f_p(t)$ 及び E を用いて、各懸架方法の負圧の保持能力を評価する。最後に、挙げた懸架方法の中で負圧保持に適した機構を選択する。

3.1 吸盤の懸架方法

まず、吸盤の懸架機構として考えられる方法を以下に示す。

1. カム懸架機構 [39]

既存の受動吸盤はカム機構を用いて吸盤を懸架し、負圧を生成する。カム懸架機構を用いた吸盤は、カムの操作により直接吸盤の高さが変わる。2箇所に安定姿勢を有するカムが用いられるため、吸着開始時に一度カムを操作することで、カムは吸盤を懸架し続ける。本章では、まずカム懸架機構を用いたときの吸盤の負圧 $f_p(t)$ 、及び吸着のために懸架機構に入力するエネルギー E を導出し、本研究で提案する懸架方法との比較に用いる。

2. ばね懸架機構

本研究ではばねを用いた懸架機構を提案する。本方法では、吸着開始時にばねを操作し、ばねにエネルギーを蓄える。その後、ばねが吸盤を懸架し負圧を生成する。ばねの種類は以下に示すものが考えられる。

(a) 線形ばねによる懸架

(b) 非線形ばねによる懸架

ただし、非線形ばねの懸架力 $f_{F_s}(d_c)$ は目標の負圧変化から選択する。まず、非線形ばねの変位と懸架力の関係を示す関数 $F_s = f_{F_s}(d_c)$ が自由に設定できると仮定する。ここで、負圧保持に最も適した負圧と時刻の関係 $f_p(t)$ を考え、その $f_p(t)$ を目標値として懸架力を逆計算する。

各懸架方法を用いた時の吸盤の負圧 $f_p(t)$ 、及び吸着のために懸架機構に入力するエネルギー E を次節より示す。

3.2 カム懸架機構

本節では既存の懸架方法であるカム機構を用いた吸盤の負圧保持について考える。カム懸架の吸盤を図3.1の通り定義する。カム懸架機構は、吸着開始時にカムを操作

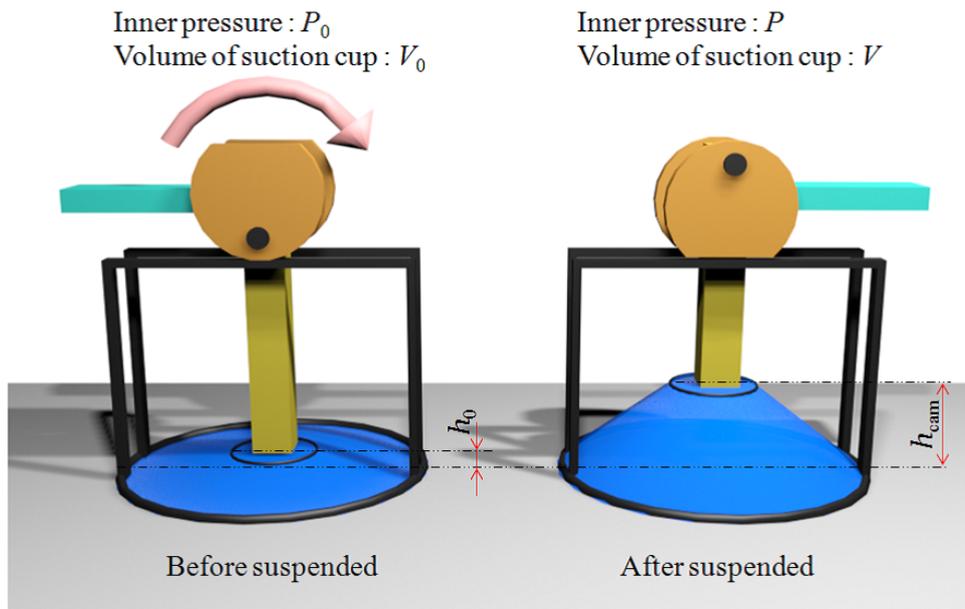


Fig 3.1: The suction cup with cam suspended mechanism.

し、吸着中の吸盤の高さを拘束している。ここから、本機構の負圧の保持時間、吸着に必要な入力エネルギーを求める。

3.2.1 カム懸架機構を用いた吸盤の負圧

カム機構を用いた吸盤は吸着開始時にカムを操作し、吸盤の持ち上げ高さを変える。吸盤の吸着後、カム機構はロックされ吸盤の吸着中の持ち上げ高さは変わらない。吸盤上面がカム機構によって持ち上げられる高さを h_{cam} とした時、本研究では、吸着中の吸盤の体積 V は式 (3.1) で一定であると仮定する。

$$V = \frac{1}{3}\pi h_{cam}(r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2) \quad (3.1)$$

式 (2.5)-(2.6) 及び式 (3.1) より、式 (3.2) が得られる。式 (3.2) を関数 $f_p(t)$ について解く事で、カム機構を用いた吸盤の時刻 t における負圧が得られる。

$$\frac{V(f_p(t) + P_n)}{P_n} = \int_0^t f_v(f_p(t))dt + V_{stn0} \quad (3.2)$$

空気流入量関数を示す $v = f_v(P)$ が非線形の場合、式 (3.2) は解析的に解くことができないため、式 (2.11) に示す数値計算が必要である。ただし、空気流入量の条件を示す $v = f_v(P)$ が線形の場合、解析的に解くことが可能である。式 (3.2) の両辺の時間微分を式 (3.3)-(3.4) に示す。

$$\frac{d}{dt} \frac{V(f_p(t) + P_n)}{P_n} = \frac{V}{P_n} f_p'(t) \quad (3.3)$$

$$\frac{d}{dt} \int_0^t f_v(f_p(t))dt + V_{stn0} = f_v(f_p(t)) \quad (3.4)$$

空気流入量関数を係数 a で表わされる $v = aP$ とした時、式 (3.3)-(3.4) より式 (3.5) に示す一階微分方程式が得られる。

$$\frac{V}{P_n} f_p'(t) - a f_p(t) = 0 \quad (3.5)$$

ここで、 V_{stn0} より得られる、式 (3.5) の $t = 0$ における初期条件を式 (3.6) に示す。

$$f_p(0) = P_n \left(\frac{V_{stn0}}{V} - 1 \right) \quad (3.6)$$

式 (3.5)-(3.6) の一階微分方程式を解くことで、カム機構を用いた吸盤の時刻 t における吸盤の負圧 $f_p(t)$ が得られる。

$$f_p(t) = P_n \left(\frac{V_{stn0}}{V} - 1 \right) e^{\frac{aP_n}{V}t} \quad (3.7)$$

ここで、吸盤内部の圧力 P が負圧の方向に増加する時、空気流入量 v が増加する。そのため、空気流入量関数の係数 a は負の値であり、式 (3.7) は時刻 t の増加により、負圧が減衰する。

3.2.2 カム機構に必要な入力エネルギー

カム懸架機構を用いた吸盤は、吸着開始時にカムを操作し、直接吸盤の高さを変える。この時に必要な入力エネルギーを導出する。ただし、本研究ではカム機構の機械的なエネルギー損失はないものと仮定し、吸盤の持ち上げ動作による圧力エネルギー [40] の変化から入力エネルギーを推定する。吸盤の吸着開始直後の負圧を P 、吸着開始前の吸盤の体積を V_{stn0} 、吸着中を V 、吸着中の高さを h_{cam} とした時、吸盤内部の圧力エネルギーの変化量から、吸盤に入力されたエネルギーは式 (3.8) である。

$$E = |PV| \quad (3.8)$$

ここで、 P が負の値であることを前提に絶対値を展開し、式 (3.9) を得る。

$$E = P_n \left(V_{stn0} - \frac{\pi(r_1^2 + r_1r_2 + r_2^2)h_{cam}}{3} \right) \quad (3.9)$$

3.3 線形ばね懸架機構

本節では線形ばね懸架機構を用いた吸盤を提案する。線形ばね懸架機構を用いた吸盤を図 3.2 に示す。吸着開始前はばねを伸ばした状態でばねを拘束しており、吸着開始時にこれを開放する。吸着中は吸盤にばねによる懸架力が加わる。線形ばねの片方は吸盤の上面部分、ばねの反対側はフレームを通じて吸盤の端部分と接触している。本機構の負圧の保持時間、吸着に必要な入力エネルギーを求める。

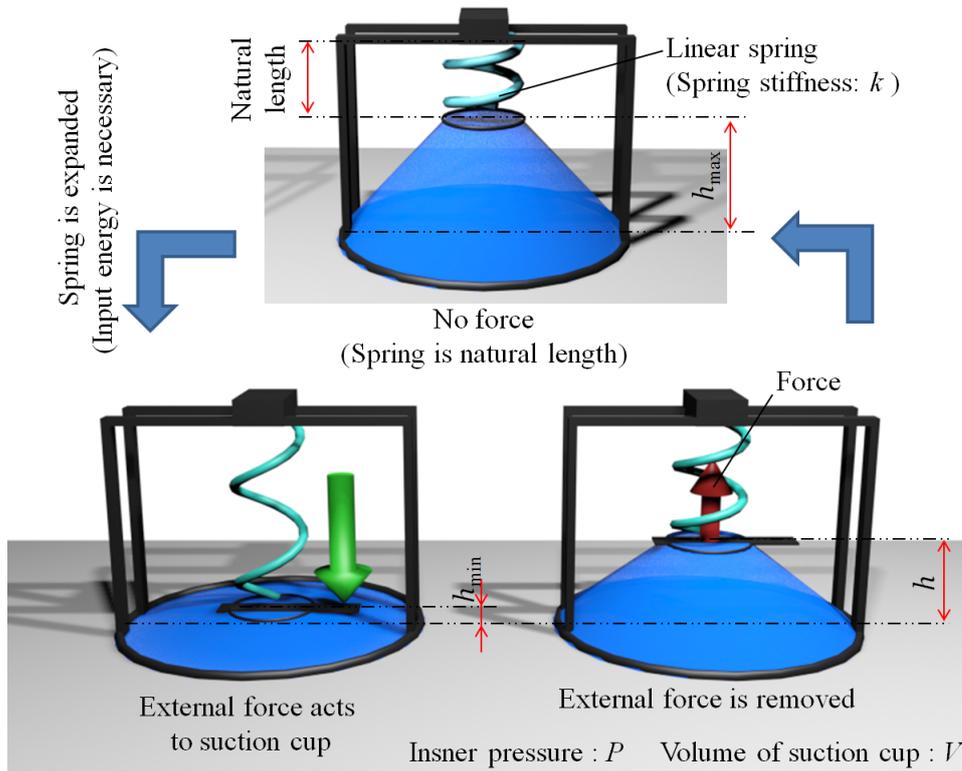


Fig 3.2: The suction cup with a linear-spring suspended mechanism.

3.3.1 線形ばね懸架機構を用いた吸盤の負圧

線形ばねが吸盤を懸架しているため、 k を線形ばねのばね定数、 h を吸盤の持ち上げ高さ、 h_{\max} を線形ばねの懸架力が 0 の時の吸盤高さとした時、式 (2.7) より式 (3.10) が成立する。

$$k(h_{\max} - h) = PA \quad (3.10)$$

式 (2.3), 式 (2.5)-(2.6) 及び式 (3.10) より、式 (3.11) が得られる。

$$\frac{\pi(kh_{\max} - f_p(t)A)(f_p(t) + P_n)(r_1^2 + r_1r_2 + r_2^2)}{3kP_n} = \int_0^t f_v(f_p(t))dt + V_{\text{stn0}} \quad (3.11)$$

式 (3.11) を関数 $f_p(t)$ について解くことで、時刻 t における吸盤内部の負圧が得られる。ただし、式 (3.11) を解析的に解くことはできないため、式 (2.11) に示す数値計算が必要である。

3.3.2 線形ばね懸架機構に必要な入力エネルギー

線形ばねで懸架した吸盤は、ばねが自然長のとき吸盤の高さが最大である。そのため線形ばねを用いた吸盤は、吸着のためにばねを伸ばす必要がある。ばねを伸ばす作業に必要なエネルギーを本吸盤の吸着開始に必要な入力エネルギーとした時、式 (3.12) より求まる。ただし、 h_{\min} を吸盤の高さが最も低くなる時の高さとする。

$$E = \frac{1}{2}k(h_{\max} - h_{\min})^2 \quad (3.12)$$

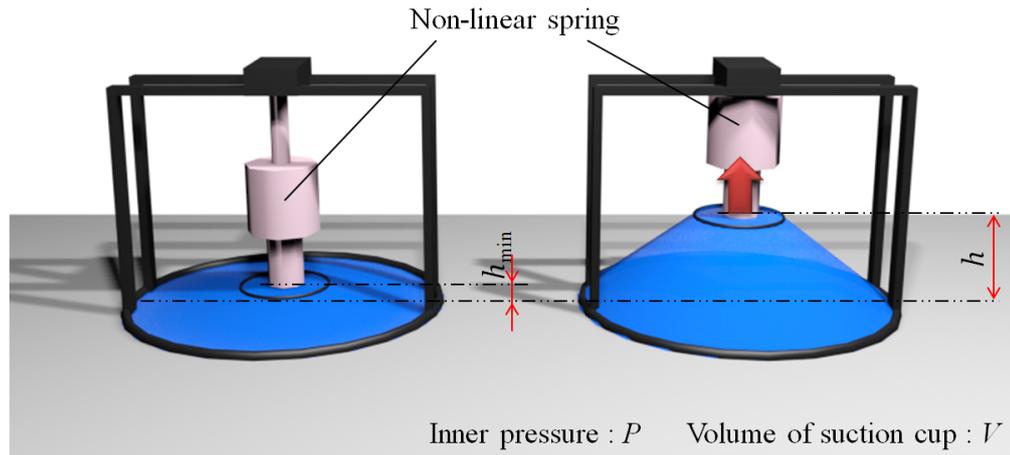


Fig 3.3: The suction cup with a nonlinear spring suspended mechanism.

3.4 非線形ばね懸架機構

カム懸架機構では吸盤を懸架する高さ h_{cam} , 線形ばね懸架機構では懸架力 $f_{F_s}(d_c)$ から, 負圧の関数 $f_p(t)$ を求めている. 本節では, 先に最も負圧保持が可能である負圧の関数 $f_p(t)$ を考察する. 非線形ばねの懸架力 $f_{F_s}(d_c)$ が自由に設定できると仮定し, 負圧保持が可能である負圧の関数 $f_p(t)$ を目標値として, 非線形ばねの懸架力 $f_{F_s}(d_c)$ を逆計算する. 図 3.3 に非線形ばねにより懸架した吸盤を示す.

3.4.1 非線形ばね懸架機構を用いた吸盤の負圧

目標負圧の関数 $f_p(t)$ を満たす, 非線形ばねの懸架力 $f_{F_s}(d_c)$ を逆計算する方法を導出する. まず, 時刻 t における懸架機構の変位量 d_c を, 式 (3.13) に示す関数 $f_{d_c}(t)$ を用いて示す.

$$d_c = f_{d_c}(t) \quad (3.13)$$

式 (2.10) および式 (3.13) より, 目標負圧の関数 $f_p(t)$ を満たす $f_{d_c}(t)$ が, 式 (3.14) より得られる.

$$f_{d_c}(t) = \frac{3P_n}{\pi(r_1^2 + r_1r_2 + r_2^2)(f_p(t) + P_n)} \int_0^t f_v(f_p(t)) dt + n \quad (3.14)$$

式 (3.14) の逆関数を $t = f_{d_c}^{-1}(d_c)$ とした時, 関数 $f_p(t)$ を満たす懸架機構の懸架力と変位量の関係 $f_{F_s}(d_c)$ は式 (3.15) になる.

$$f_{F_s}(d_c) = (f_p(f_{d_c}^{-1}(d_c)))A \quad (3.15)$$

式 (3.15) を解析的に解くためには, 式 (3.14) の逆関数が必要である. 式 (3.14) に含まれる t の最大次数が 4 以下の時, フェラーリの方法, カルダノの公式等を用いることで逆関数を解くことができる [41][42][43]. そのため本逆計算では任意に指定できる $f_p(t)$ の次数は上記の条件を満たす必要がある.

負圧が一定値を保持する懸架力

ここで負圧保持が可能である負圧の関数 $f_p(t)$ を考える。吸盤を固定や搬送の作業に用いる場合、その作業内容に応じて必要吸着力が存在する。必要吸着力を満たすために、吸盤に必要な負圧がある。仮に吸盤に必要な負圧の値を P_{const} とした時、吸着中に吸盤の負圧が P_{const} を下回る事は、必要吸着力の条件より不適切である。一方で、吸着中に吸盤の負圧が P_{const} を上回る事は、吸着力の観点では問題ない。しかし、空気流入量関数に注目した時、負圧が増加すると、空気流入量が共に増加する。吸盤の体積やばねのストロークには限界があるため、空気流入量が多いほど早く負圧を失うこととなる。そのため、吸着力の条件、及び空気流入量の両方の観点から考えたとき、最も負圧保持が可能な $f_p(t)$ は、必要な負圧を保ち続けること、つまり、一定の負圧を保持し続けることであると本研究では予想した。

よって本項では、目標の負圧を一定値とするときの必要懸架力を導出する。目標吸着力を満たす負圧を P_{const} とした時、吸盤の負圧は時間 t に関わらず、式 (3.16) を満たす必要がある。

$$P = P_{\text{const}} \quad (3.16)$$

式 (3.16) より、負圧を一定値で保持するためには、懸架機構の変位量に関わらず懸架力は式 (3.17) を満たす必要がある。

$$F_{s_{\text{const}}} = P_{\text{const}} A \quad (3.17)$$

負圧が線形減衰する懸架力

吸盤の負圧が急激に変化する場合、吸着対象に吸着痕が残り易くなる。また、吸着力が急激に変化するため、吸着対象へ衝撃が加わり損傷につながる。吸盤の使用において、負圧の急激な変化は避ける必要がある。負圧変化は $f_p(t)$ の傾きで評価でき、負圧を時間経過で線形に変化させることで、傾きの最大値を最小化する。式 (3.18) に時間経過で線形に変化する負圧を示す。ただし、 a_p を線形変化の傾き、 b_p は吸盤の負圧の初期値を示す。

$$f_p(t) = a_p t + b_p \quad (3.18)$$

空気流入量の条件を係数 a で表わされる $v = aP$ とした時、式 (3.14) の逆関数より式 (3.19) を得る。

$$t = \frac{1}{3a_p a P_n} (-S + \pi a_p d_c r_1^2 + \pi a_p d_c r_1 r_2 + \pi a_p d_c r_2^2 - 3b_p a P_n) \quad (3.19)$$

$$S = \sqrt{(\pi a_p d_c (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2) - 3b_p a P_n)^2 + 6\pi a_p a d_c P_n (b_p + P_n) (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2)} \quad (3.20)$$

ここで、式 (3.19) は懸架機構の変位量を示す d_c 以外は、すべて空気流入量関数、負圧の時間変化、吸盤サイズおよび大気圧から定まる固定値である。式 (3.15) 及び式 (3.19) より式 (3.21) に示す懸架力を得る。

$$f_{F_s}(d_c) = \frac{1}{3a P_n} (\pi r_1^2 (S - \pi a_p d_c (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2))) \quad (3.21)$$

3.4.2 非線形ばね懸架機構に必要な入力エネルギー

本節では非線形ばねを用いた吸盤の吸着開始に必要な入力エネルギーを、前節で導出した懸架力の種類ごとに導出する。

負圧が一定値を保持する懸架に必要な入力エネルギー

懸架機構が吸盤を持ち上げた仕事量と同等の入力エネルギーを懸架機構に入力したと考える。 $F_{s_{const}}$ を式 (3.17) で求めた値、 $d_{c_{min}}$ 、 $d_{c_{max}}$ を懸架機構の吸着中の動作範囲とした時、必要な入力エネルギーは式 (3.22) である。

$$\begin{aligned} E &= \int_{d_{c_{min}}}^{d_{c_{max}}} F_{s_{const}} dd_c \\ &= F_{s_{const}} (d_{c_{max}} - d_{c_{min}}) \end{aligned} \quad (3.22)$$

負圧が線形減衰する懸架に必要な入力エネルギー

前項と同様に懸架機構が吸盤を持ち上げた仕事量と同等の入力エネルギーを懸架機構に入力したと考えて、必要な入力エネルギーを導出する。 $f_{F_s}(d_c)$ を式 (3.21) で求めた関数、 $d_{c_{min}}$ 、 $d_{c_{max}}$ を懸架機構の吸着中の動作範囲とした時、必要な入力エネルギーは式 (3.23) である。

$$E = \int_{d_{c_{min}}}^{d_{c_{max}}} f_{F_s}(d_c) dd_c \quad (3.23)$$

3.5 懸架機構の負圧保持性能評価

本節では各懸架機構の負圧保持性能を評価する。負圧保持の評価方法として3種類定義する。1つ目は単位入力エネルギー当たりの負圧時間積分値を比較する。各懸架機構を用いた時の負圧の時間変化 $f_p(t)$ の時間積分値、懸架機構への入力エネルギー E を評価に用いる。2つ目は入力エネルギーを共通の値とし、各懸架機構を用いた時の負圧保持時間を比較する。負圧保持時間を要求保持負圧 P_{eva} に対して、 $P < P_{eva}$ を保持する時間を負圧保持時間と定義し、 P_{eva} と時間の関数にまとめて比較をする。3つ目は補助的な評価方法として、各懸架機構を用いた時の負圧の時間変化 $f_p(t)$ の傾きを比較する。 $f_p(t)$ の傾きが小さい場合急激な負圧変化が少ないため、吸着中の急激な吸着力変化がなく安定した吸着が可能である。

3.5.1 単位入力エネルギー当たりの負圧積分値

各種懸架機構の負圧保持性能を式 (3.24) で評価する。 ψ_1 は負圧の時間積分値を単位入力エネルギーで表わしたものであり、値が大きいほど効率が高いことを示す。

$$\psi_1 = \frac{1}{E} \left| \int_0^{\infty} f_p(t) dt \right| \quad (3.24)$$

全ての吸盤の負圧 $f_p(t)$ は減衰系であり広義積分可能である。ただし，式 (3.24) が解析的に計算できない場合，十分に大きい $t (> 10000)$ を用いて数値計算する。

まず，カム機構懸架の負圧保持性能を評価する。カム機構を用いた場合の負圧の時間変化式 (3.7) を時間 t で積分する。空気流入量は負圧と共に増加するため，空気流入量関数の傾きを示す a は負の値であり，広義積分が可能である [44]。積分結果を式 (3.25) に示す。

$$\begin{aligned} \int_0^{\infty} f_p(t) dt &= P_n \left(\frac{V_{stn0}}{V} - 1 \right) \int_0^{\infty} e^{\frac{aP_n}{V} t} dt \\ &= -\frac{1}{a} \left(V_{stn0} - \frac{1}{3} \pi h_{cam} (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2) \right) \end{aligned} \quad (3.25)$$

式 (3.9)，式 (3.24) 及び式 (3.25) より，カム機構懸架の単位入力エネルギー当たりの負圧積分値である式 (3.26) が得られる。

$$\frac{1}{E} \left| \int_0^{\infty} f_p(t) dt \right| = -\frac{1}{aP_n} \quad (3.26)$$

式 (3.26) から確認できるとおり，各機構の懸架では，吸盤のサイズ，カム機構による持ち上げ高さは，単位入力エネルギー当たりの負圧積分値に関わらない。大気圧 P_n は定数であるため，空気流入量関数の係数のみが負圧保持性能に影響する。そのため，既存の方法であるカム懸架機構を用いた吸盤の負圧保持性能を上げるためには，前章で示した吸着面を柔らかくする，又は壁面と吸盤の間に液体を充填させる方法しかないことが確認できる。

線形ばね懸架および非線形ばね懸架の場合，式 (3.24) を解析的に解くことはできない。よって数値計算により評価する。懸架に用いる線形ばね，非線形ばねは複数通り考えられる。本節ではそれぞれの懸架機構に入力エネルギー 1J を満たすばねを設定し，式 (3.24) を評価する。負圧 P [MPa] に対する空気流入量 v [mm³/s] は式 (3.27) とし，吸盤のサイズは表 3.1 とする。

線形ばねは，ばね定数 $k = 20\text{N/mm}$ ，ばね長さ $h_{\max} - h_0 = 10\text{mm}$ とする。

$$v = 10000P \quad (3.27)$$

次に，非線形ばねを設定する。まず，空気流入関数，吸盤サイズおよび入力エネルギーの条件を満たし，負圧が一定値を保持する非線形ばねを逆計算する。式 (3.16)，式 (3.22) 及び空気流入関数，吸盤サイズおよび入力エネルギーの条件より，時刻 t における負圧を示す関数の目標を式 (3.28) とする。

$$P = 4.976 \times 10^{-3} \text{MPa} \quad (3.28)$$

Table 3.1: Size of suction cup

Radius of suction cup	
Upper side circle r_1	30 mm
Under side circle r_2	80 mm

ここで、式 (3.17) より、目標関数式 (3.28) を満たす懸架力が、式 (3.29) の通り得られる。

$$F_s = 100N \quad (3.29)$$

ただし、入力エネルギーの条件より、懸架の範囲を式 (3.30) とする。

$$0\text{mm} < d_c < 10\text{mm} \quad (3.30)$$

以降、本章では式 (3.29) 及び式 (3.30) を満たすばねを非線形ばね (1)(Non-linear spring (1)) と定義する。

空気流入関数、吸盤サイズおよび入力エネルギーの条件を満たし、負圧が時間経過で線形変化する非線形ばねを逆計算する。式 (3.18)、式 (3.23) 及び空気流入関数、吸盤サイズおよび入力エネルギーの条件より、時刻 t における負圧 P [MPa] を示す関数の目標を式 (3.31) とする。

$$P = 2.5 \times 10^{-6}t - 7.0 \times 10^{-3} \quad (3.31)$$

ここで、式 (3.21) より、目標関数式 (3.31) を満たす懸架力 F_s [N] が、式 (3.32) の通り得られる。

$$F_s = -1.744 \times 10^{-14} + 0.506P + 1.771 \times 10^{-10} \sqrt{6.314 \times 10^{23} + P(-6.544 \times 10^{22} + 8.145 \times 10^{18}P)} \quad (3.32)$$

以降、本章では式 (3.32) を満たすばねを非線形ばね (2)(Non-linear spring (2)) と定義する。

以上より得られる、各懸架機構を用いた時の吸盤の負圧変化を図 3.4 に示す。横軸を経過時間 t を示し、縦軸に吸盤内部の相対圧を示す。なお、吸盤は負圧で吸着力を得るため、値が負の方向に大きい時、負圧が保持できていることを示している。全ての懸架機構に対して、吸盤の各部寸法は表 3.1、空気流入量関数は式 (3.27) とする。

本節で定義した負圧保持性能評価の結果を図 3.5 に示す。図 3.5 の評価は式 (3.24) から得られる単位入力エネルギーあたりの、負圧の時間積分値であり、値が大きいほど負圧の保持性能が良いことを示している。本計算では入力エネルギーの単位を J、負圧を MPa とする。

図 3.5 より、カム機構による懸架より各種ばねによる懸架の方が、負圧の保持性能が明らかに高いことが確認できる。また、一定の負圧を維持する非線形ばね (1) を用いた懸架の負圧保持が最も優れていることが確認できる。線形ばねを用いた懸架、負圧が線形減衰する非線形ばね (2) を用いた懸架の負圧保持性能は、この評価では差がない。

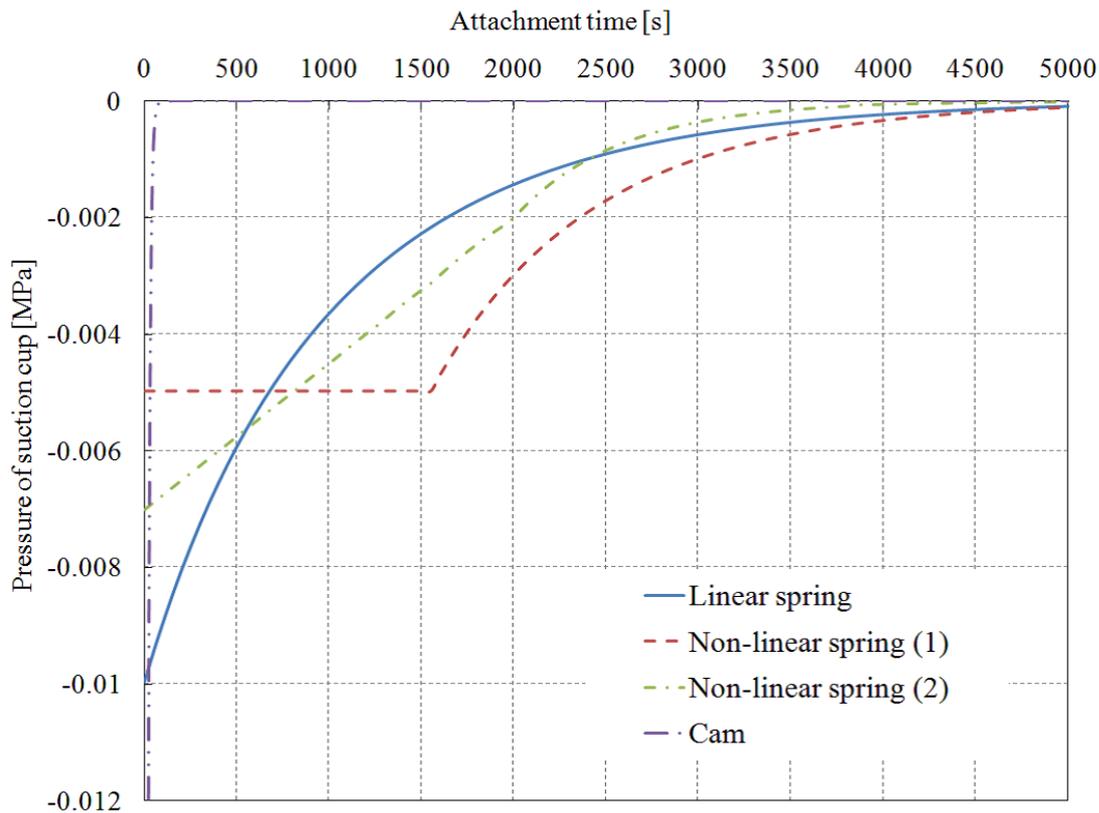


Fig 3.4: Calculation result of negative pressure with each suspended mechanism.

3.5.2 指定負圧の保持時間

各種懸架機構の負圧保持時間を評価する．指定負圧 P_{eva} に対して， $P < P_{eva}$ を保持する時間 t を導出し，各懸架機構の P_{eva} と t の関係を明確にする．この評価では，全ての懸架機構への入力エネルギーは，共通の一定値 E_{eva} を用いる．各懸架機構の P_{eva} と t の関係を比較し， P_{eva} の範囲ごとに負圧保持時間に優れた懸架機構を評価する．

まず，カム機構懸架の指定負圧 P_{eva} に対する負圧保持時間を導出する．前項同様に空気流入量関数 $v = f_v(P)$ は線形と仮定し， a を空気流入量関数の係数とする．この時，カム機構を用いた場合の負圧の時間変化式 (3.7) を時間 t について解くことで，式 (3.33) に示す，指定負圧 P_{eva} に対する負圧保持時間が得られる．

$$t = \frac{V}{aP_n} \log \left(\frac{P_{eva}}{P_n \left(\frac{V_{stn0}}{V} - 1 \right)} \right) \quad (3.33)$$

ただし， V は式 (2.3) であり， V に含まれる h_{cam} は入力エネルギーの条件及び式 (3.9) から求める．

線形ばね懸架の指定負圧 P_{eva} に対する負圧保持時間を求める．ただし，本評価では入力エネルギーの条件から複数の線形ばねのばね定数 k が条件を満たし，指定負圧 P_{eva} により適したばね定数 k が異なると考えら得れる．そのため，図 3.6 に示す方法で，線形ばね懸架の保持要求負圧 P_{eva} に対する負圧保持時間を求める．ばね定数 k 及び吸盤の変形量 $h_{max} - h_{min}$ を式 (3.34) を満たす組み合わせの中から複数用いて，その全ての線形ばねで，負圧の時間変化 $P = f_p(t)$ を算出する．保持要求負圧 P_{eva}

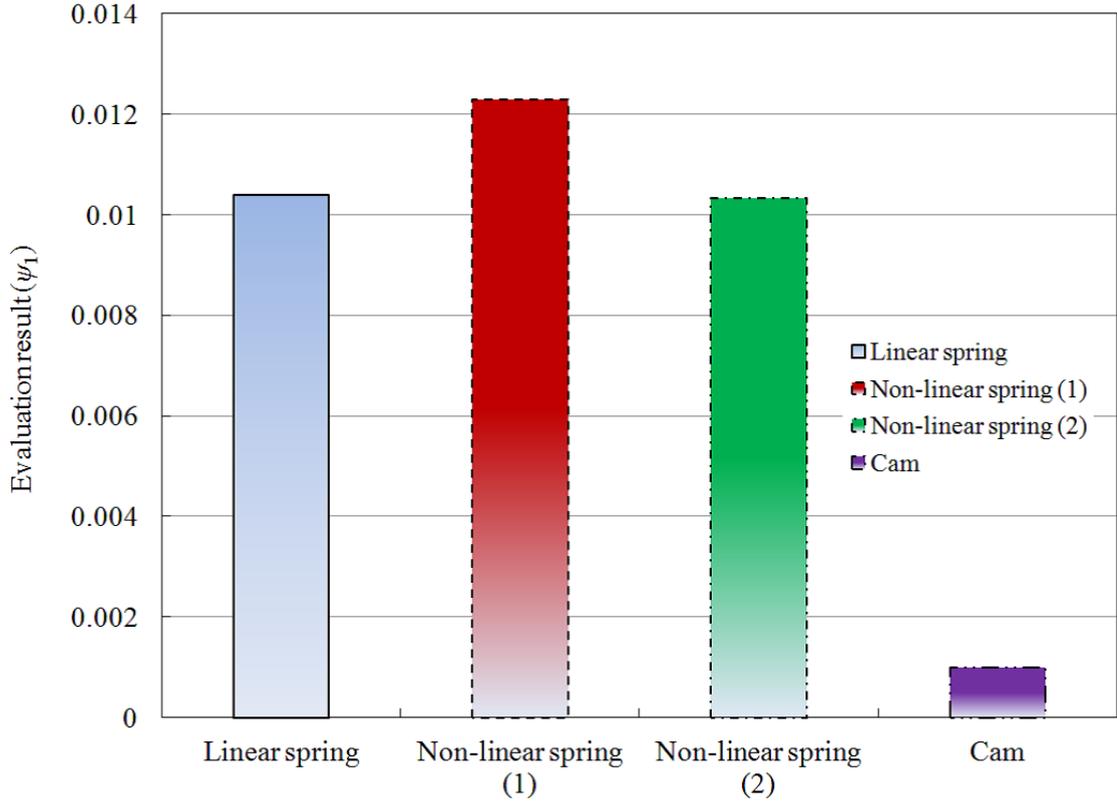


Fig 3.5: Comparison results of negative pressure decrement with each suspended mechanisms.

の数値を与えて、全ての線形ばねの中で最も長時間 $P < P_{eva}$ を保持したものを、線形ばねの負圧の保持時間 t とする。以上を細かい間隔で k 及び P_{eva} の数値を与えることで、数値的に指定負圧 P_{eva} に対する負圧保持時間を導出する。

$$E_{eva} = \frac{1}{2}k(h_{\max} - h_{\min})^2 \quad (3.34)$$

一定の負圧を維持する非線形ばね (1) の指定負圧 P_{eva} に対する負圧保持時間を求める。非線形ばね (1) により生成される負圧 P_{const} を P_{eva} とすることで、解析的に求める。式 (3.14) より、式 (3.35) が得られる。

$$t = \frac{\pi d_c (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2) (P_{eva} + P_n)}{3a P_n P_{eva}} \quad (3.35)$$

入力エネルギーの条件 E_{eva} より、 d_c に関して式 (3.36) が得られる。

$$d_c = d_{c\max} - d_{c\min} = \frac{E_{eva}}{P_{eva} A} \quad (3.36)$$

式 (3.35) 及び式 (3.36) より、式 (3.37) に示す一定の負圧を維持する非線形ばね (1) の要求保持負圧 P_{eva} に対する負圧保持時間を得る。

$$t = \frac{E_{eva} (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2) (P_{eva} + P_n)}{3a P_n P_{eva}^2 r_1^2} \quad (3.37)$$

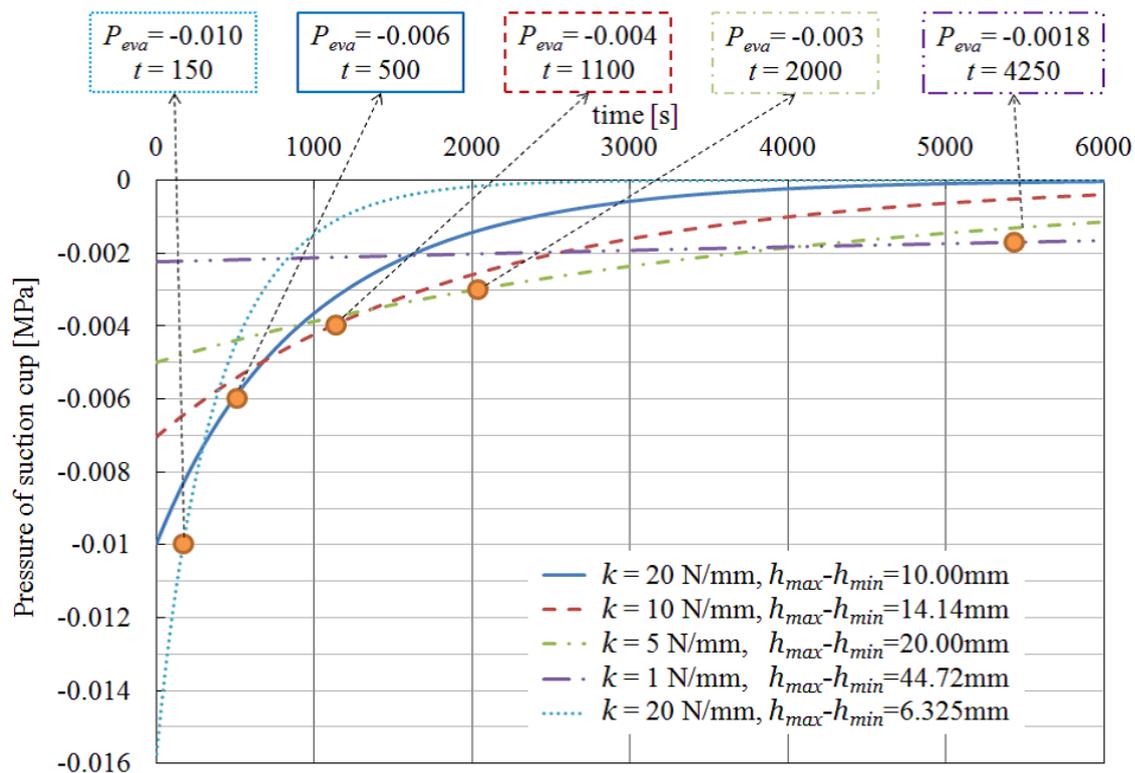


Fig 3.6: The method to calculate ψ_2 of linear spring suspended mechanism.

負圧が線形減衰する非線形ばね (2) においても，本評価では複数の懸架力と懸架距離の組み合わせが考えられる．線形ばね懸架の算出方法と同様に，入力エネルギーの条件 E_{eva} を満たす懸架力を複数用意し，指定負圧 P_{eva} の数値を与えて，全ての線形ばねの中で最も長時間 $P < P_{eva}$ を保持したものを，非線形ばね (2) の負圧の保持時間 t とする．以上の方法より得られる，各種懸架機構の指定負圧 P_{eva} に対する負圧保持時間を図 3.7 に示す．図 3.7 より非線形ばね (1) を用いた時，つまり負圧を一定値に保持した時，任意の指定負圧 P_{eva} に対し $P < P_{eva}$ を満たす時間が最長になることが確認できる．

3.5.3 負圧の時間変化の変化量

本項では補助的な評価方法として， $f_p(t)$ の傾きの最大値を比較する方法を提案する．吸盤内部の負圧の変化を小さくすることで，吸盤の吸着力の変化を小さくすることができる．本評価では式 (3.38) を用いて各種懸架機構を用いた時の負圧変化 $f_p(t)$ の傾きを計算する．吸着中の全ての時間 t に対して変化量の値を求め，その中の最大値を ψ_3 とする． ψ_3 の値が最も小さくなる懸架機構が，吸着力の急激な変化が小さい負圧を生成できる．

$$\psi_3 = \max \frac{|f_p(t + \Delta t) - f_p(t)|}{\Delta t} \quad (3.38)$$

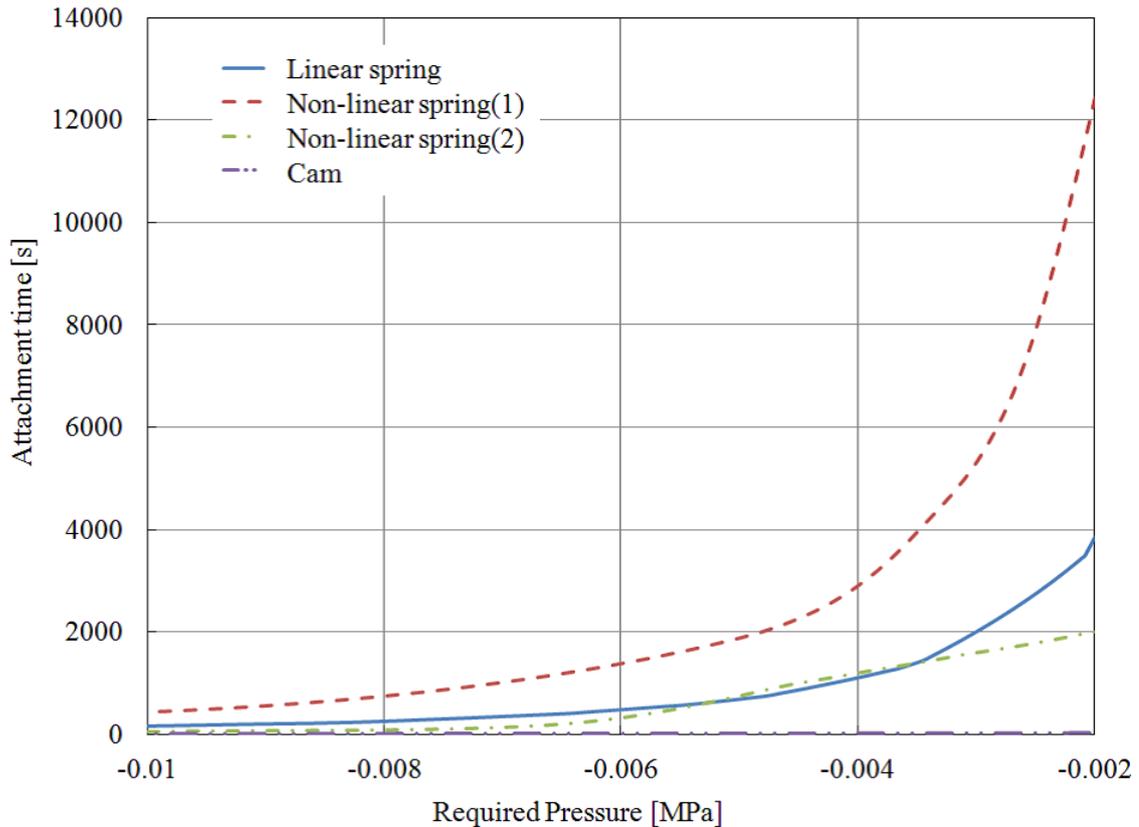


Fig 3.7: Comparison results of attachment time with each suspended mechanisms.

図 3.8 に式 (3.38) の値を示す。 ψ_3 の値が小さいほど、吸盤の急激な吸着力の変化が小さくなる。負圧が線形減衰する非線形ばね (2) を用いた時に、Max Slope の値が最も小さくなることが確認できる。負圧が線形減衰する非線形ばね (2) を用いた懸架の目的は、吸着力の急激な変化を無くすことであり、その効果が図 3.8 から確認できる。また前節より、負圧が線形減衰する非線形ばね (2) を用いた懸架機構は、線形ばねを用いた懸架機構と比較して、負圧保持性能に差がない。そのため、負圧が線形減衰する非線形ばね (2) を用いた懸架は、負圧保持性能を下げることなく、吸着力の急激な変化を無くすることができる。

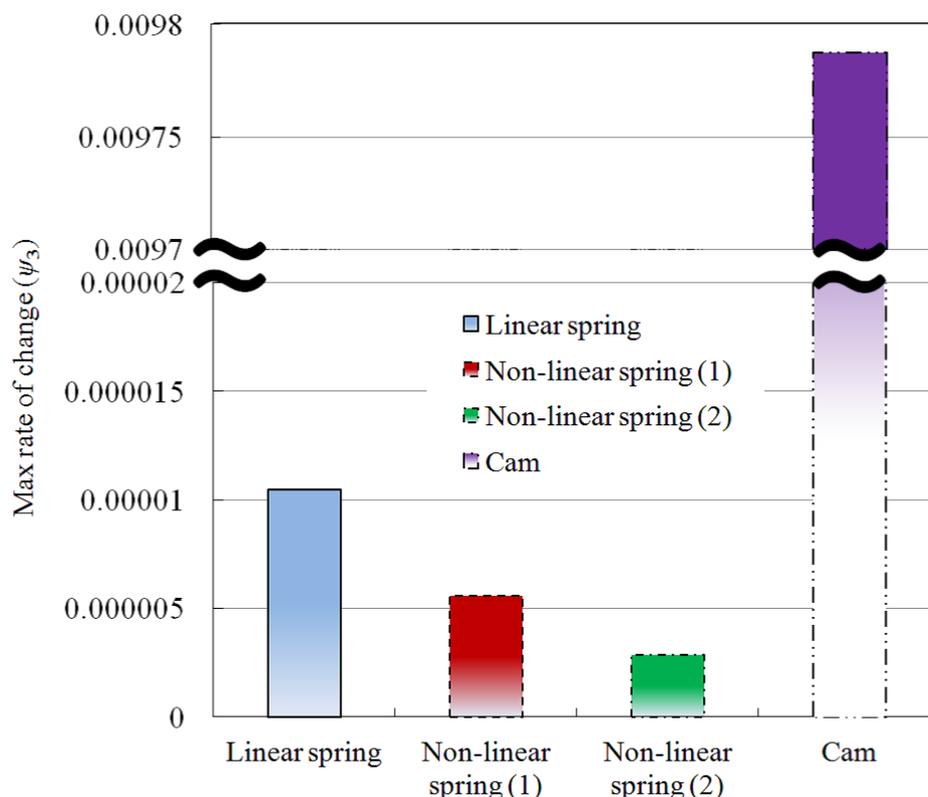


Fig 3.8: Comparison results of negative pressure's rate of change with each suspended mechanisms.

3.6 まとめ

本章では、既存の方法であるカム機構による吸盤の懸架と本研究で提案する線形ばねによる懸架、非線形ばねによる吸盤の懸架2種（負圧が線形減衰，一定値）の計4種の方法を負圧保持の観点から比較した。本研究では評価方法として2種類の方法を定義した。1つ目に吸盤の各部寸法，空気流入量の条件を共通の値とし，負圧時間変化の積分値を単位入力エネルギー当たりで比較する事で，それぞれの負圧保持性能を評価する方法を提案した。2つ目に負圧の時間変化 $f_p(t)$ の傾きの最大値から，負圧の急激な変化が最も小さいものを評価する方法を提案した。単位入力エネルギーあたりの負圧の積分値を比較したところ，一定の負圧を保持する非線形ばねによる吸盤の懸架が，最も負圧の保持性能が高いことを確認した。負圧の時間変化 $f_p(t)$ の傾きの最大値を比較したところ，負圧が線形減衰する非線形ばねによる吸盤の懸架が，最も急激な負圧変化が起きないことを確認した。以上の比較の結果，いずれの評価方法においても非線形ばねによる懸架が，他の懸架方法と比較して負圧保持に優れていることを確認した。以上の結果より，次章では提案した非線形ばね機構の具体的な実現方法を示す。

第4章 ばね懸架機構の提案

本章では、非線形ばねによる吸盤の懸架の具体的実現方法を述べる。実現方法の一例として、アーチ状に座屈状態の板ばねで懸架する方法を提案する。本懸架機構は一枚のフラットな板ばねだけで構成されているため、非常に簡単な構造でありつつ、複雑な変位-出力曲線を描く。座屈状態の板ばねは双方向安定性を有するため、任意にその出力方向を変えられる。そのため、座屈方向を切り替えることで吸盤の懸架解除が任意に可能であるため、機構を追加することなく吸盤の吸着・解除が実現できる。負圧保持が可能な懸架力目標値の具体例を2種類提示し、目標懸架力と一致するように板ばね寸法を選択する方法を示す。

4.1 ばね懸架機構を用いた吸盤の構造

前章で述べたとおり、吸盤は目標負圧から逆計算された非線系な力で懸架された時、他の懸架方法と比較すると負圧の保持が最も可能である。ただし、これらの非線形な出力を持つばねは既存の物には存在しない。また、壁面作業に用いる吸盤には吸着と解除の切り替え機能が必要である。吸着を開始するためには吸盤の上面を持ち上げる必要があり、解除のためには反対に下げる方向に動く必要がある。既存のばねは安定形状が1つであり、一方向にしか動作しないため、吸着・解除を任意に切り替え可能な懸架機構にするためには、ばねに加え追加の機構が必要になる。機構を加えることにより、本研究の目的である小型・軽量化が困難になり、部品の複雑化や故障のリスクも避けられない。

そのため、本研究では非線形出力が可能であり、吸盤に導入した際に吸着・解除のための出力方向の切り替えが行えるばねとして、図4.1に示すアーチ状にたわませた板ばねを用いる[46]。板ばねは、平坦な長方形が自然形状であり、その板端を自由回転するジョイントで位置拘束されており、一次モードの座屈状態である[47][48]。そのため、上側アーチの座屈形状と下側アーチの座屈形状の2つの安定形状を持ち、双方向安定性を有する[49][50][51]。

図4.2に板ばねを用いた懸架機構と吸盤の全体像を示す。図4.2に示す機構全体を吸着機構、壁面と接し負圧を生成する円盤状のシートを吸盤、吸盤上部にある板ばねをばね懸架機構とする。板ばねの片端はレバーと繋がれており、レバーを操作する事で板端を任意に振ることが可能である。また、板ばね上には円柱状の剛体(接触棒)が設置されている。接触棒を囲うように接触フレームがあり、接触フレームの底面部分と吸盤の上面部分が接続されている。レバーを操作する事で板ばねの端がねじられ、座屈が2次のモード(S形状)に変形する。板ばねが飛び移り座屈の境界までレバー操作で変形させることで、板ばねの安定形状が切り替わり上側アーチ形状へ動く。この過程で板ばね上にある接触棒と接触フレームが接触し吸盤が懸架

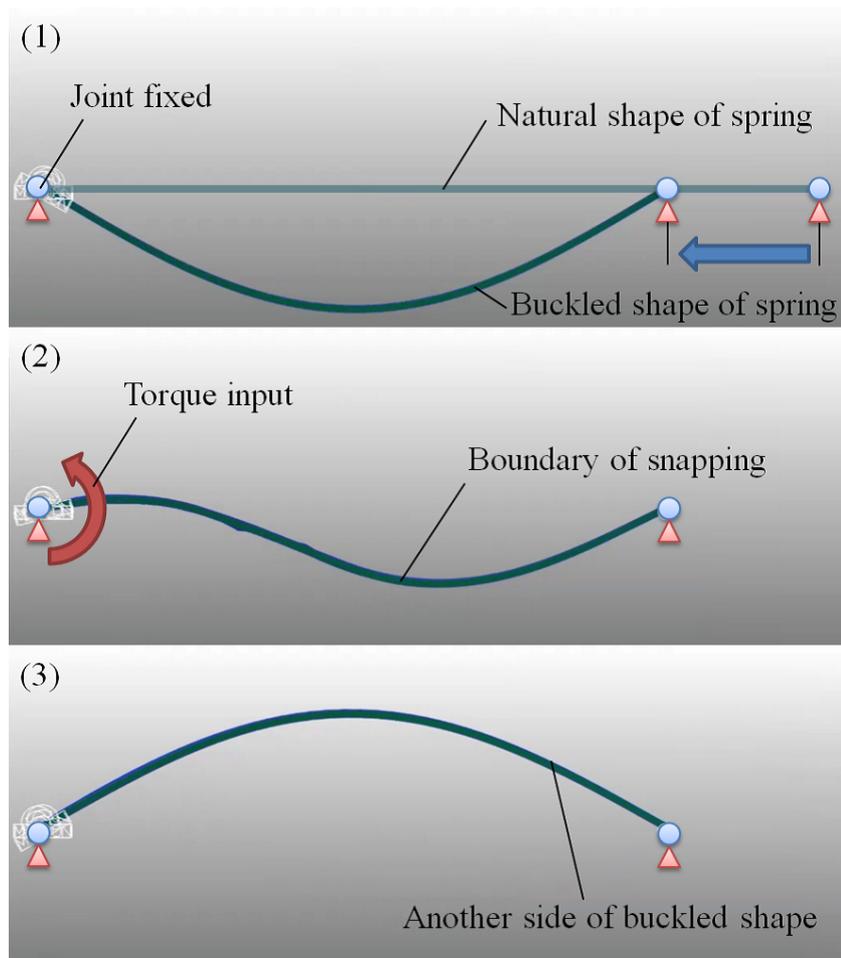


Fig 4.1: Plate spring for suspended mechanism

される。吸盤が懸架されることで、吸盤内部に負圧が生じ吸着が開始される。反対にレバー操作で板ばねを下側アーチ形状に反転させることで、負圧の解除ができる。

提案したばね懸架機構の動作、及び吸盤の吸着・解除方法について以下に述べる。また、各項目でのばね懸架機構の状態、吸盤の状態を図4.3に示す。

- (1) 吸盤の吸着前において、板ばねの座屈方向は下側アーチとする。レバー操作により、板ばねの安定方向が上側アーチに切り替えると、板ばねの接触棒と吸盤の接触フレームが接触する。ここで、吸盤のばね懸架が始まる。
- (2) ばねの懸架力が吸盤に加わる大気圧に逆らい、吸盤を変形させることで負圧が生じる。このとき、ばねの変位量及び吸盤上面の持ち上げ高さは、双方の力の釣り合いで定まる。
- (3) 空気流入により負圧が減衰する。負圧が減衰する事で吸盤の吸着力が弱まり、ばねの懸架力との均衡が崩れる。
- (4) 負圧の減衰によって、ばねの懸架力が吸盤の吸着力より増えるため、吸盤上面部をさらに持ち上げる。吸盤上面部をさらに持ち上げることで吸盤の体積が増

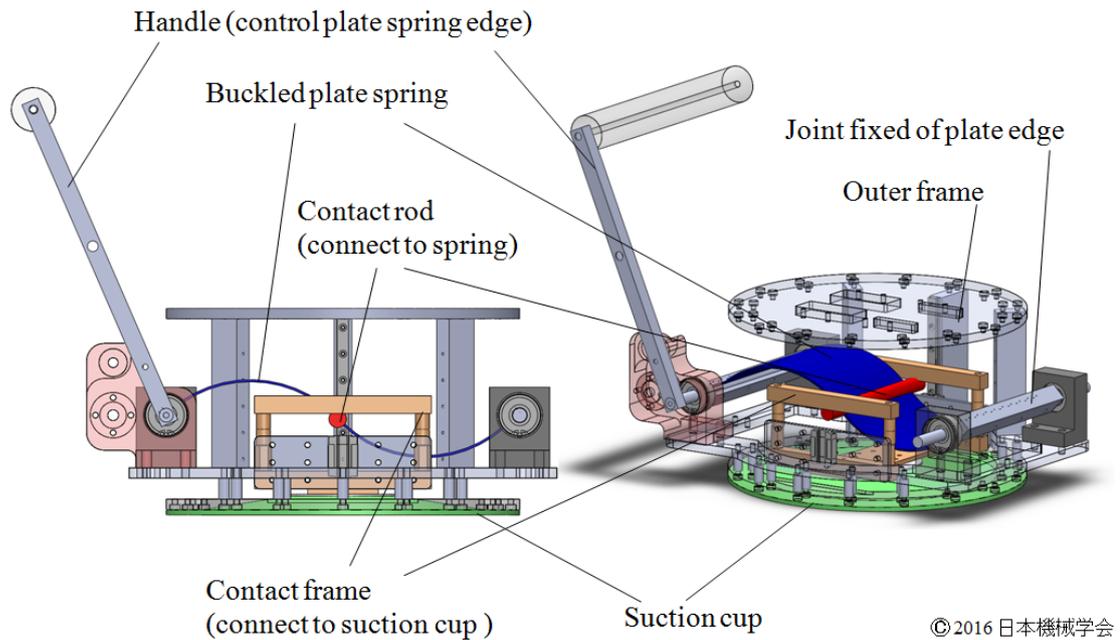


Fig 4.2: The concept of spring-suspended suction cup[45]

え、吸盤の負圧が変化する。この時の負圧変化は、懸架力の設計次第で自由に变化させることができる。本研究では、最も負圧保持性能が高い一定値以上を保持する懸架力と、負圧が線形減衰するものを選択する。

- (5) レバー操作により板ばねの座屈方向を下側アーチに戻す。吸盤に加わる懸架力がないため、大気圧に逆らう力が無くなり、吸盤の吸着を解除できる。

4.2 目標負圧を満たす懸架力導出

本節では3章で示した非線形ばねの懸架力の具体的数値を求める。目標値の負圧変化として、前章の評価で最も良い結果を示した任意負圧を維持するものと、比較対象として最も負圧の変化量が少ない線形減衰する負圧の2つを用いる。それぞれの負圧を満たす懸架力を式(3.13)-(3.15)及び式(3.17)、式(3.21)を用いて解析する。

懸架力の具体値を解析する上で、空気流入量関数が必要である。本研究で提案する吸盤は表面に細かい凹凸のあるアクリル壁面での使用を前提とし、空気流入量関数を計測する[32](付録:A)。図4.4にアクリル上での空気流入量関数の計測結果を示す。横軸が吸盤内部の圧力の相対値[MPa]で表わしたものであり、縦軸が吸盤への空気流入量 v [mm³/s]を示す。また、式(4.1)に計測結果を多項式で近似したものを示す。解析では式(4.1)を空気流入量関数として扱う。

$$v = f_v(P) = 1.194 \times 10^6 P^2 - 26.23 \times 10^3 P + 9.177 \quad (4.1)$$

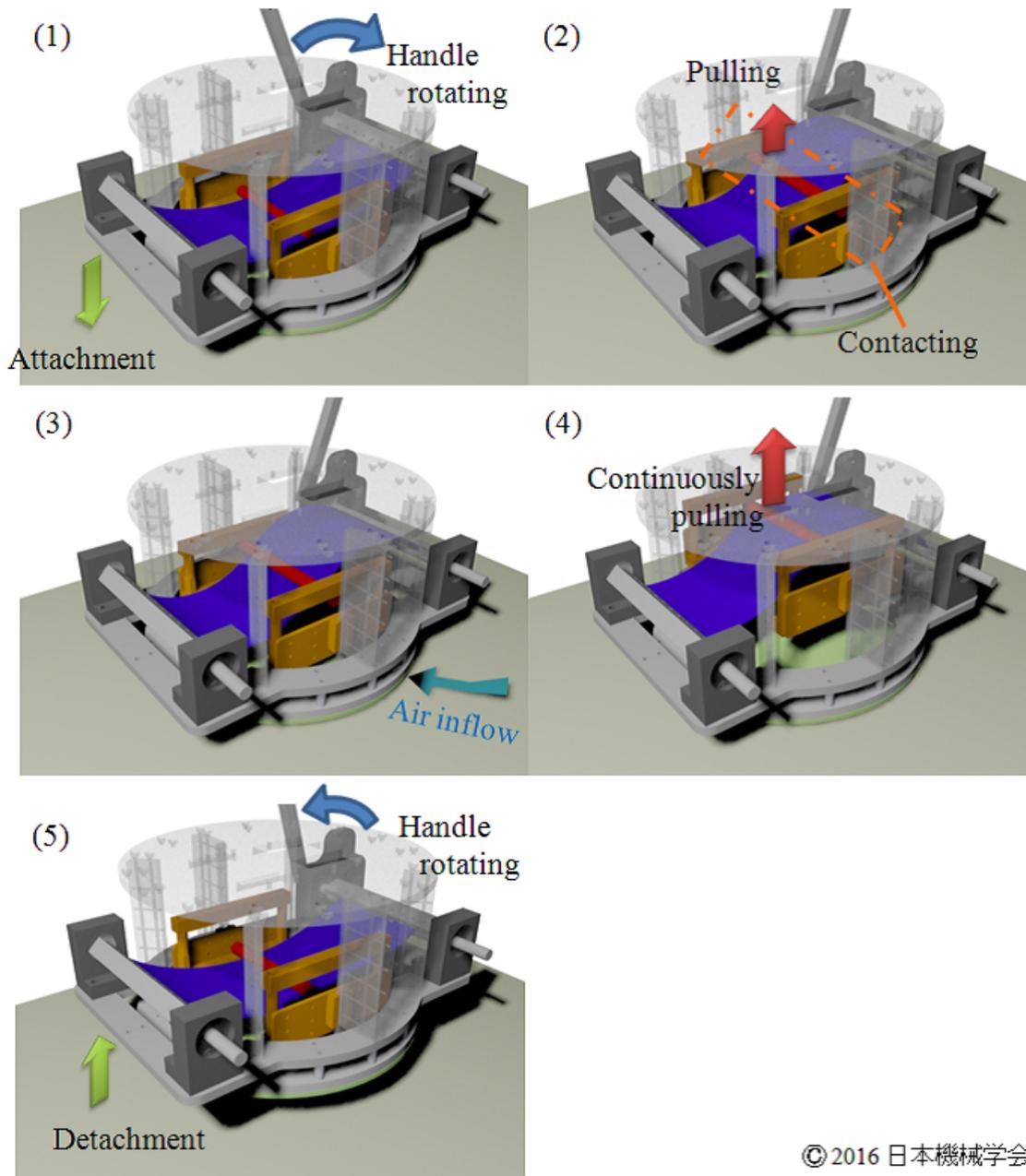


Fig 4.3: Adsorption procedure of suction cup[45]

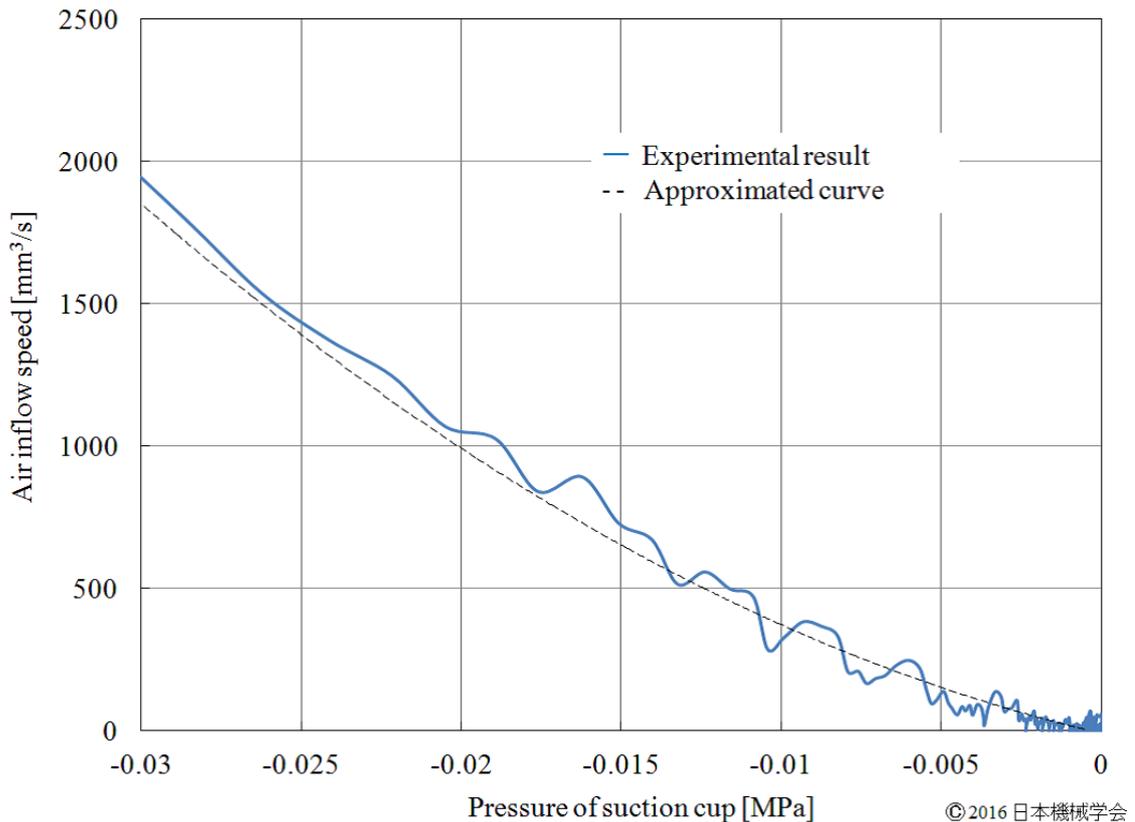


Fig 4.4: Air inflow speed equation on acrylic wall[45].

4.2.1 一定負圧を保つばね懸架力

指定時間中に設定した負圧以上を保つ負圧変化として，本研究では式 (4.2) 及び図 4.5 中実線に示す負圧の時間変化を設定する．本項では式 (4.3) に示す通り，吸着開始から 400s の間， 8.0×10^{-3} MPa を保つように目標値を設定する．

$$P = 8.0 \times 10^{-3} \text{MPa} \quad (4.2)$$

$$0 \text{s} < t < 400 \text{s} \quad (4.3)$$

式 (4.2) を式 (3.13)-(3.15) に代入することで，式 (4.4) に示す値が得られる．維持時間の目標値式 (4.3) 及び式 (3.13) より懸架機構に必要な変位距離は式 (4.5) である．

$$F_s = 160.85 \text{N} \quad (4.4)$$

$$0 \text{mm} < d_c < 12.63 \text{mm} \quad (4.5)$$

ただし，図 4.5 に示す負圧の時間変化を完全に再現するためには，非線形ばねの変位量が $d_c = 12.63 \text{mm}$ を満たした瞬間に，変位量 $d_c = 0$ 及び懸架力 $F_s = 0$ になる必要がある．この挙動は，ばねがヒステリシスを有し，且つ変位量がジャンプしており現実的にありえない．そのため，本研究では非線形ばねの変位量が $d_c = 12.63 \text{mm}$ を満たしたあと，図 4.6 に示す通り $F_s = 0$ へ急降下する懸架力とする．図 4.6 に示す懸架力を用いて，吸盤の負圧変化を再計算した結果を図 4.5 中破線に示す．いずれにおいても目標値である式 (4.2) 及び式 (4.3) を満たしている．

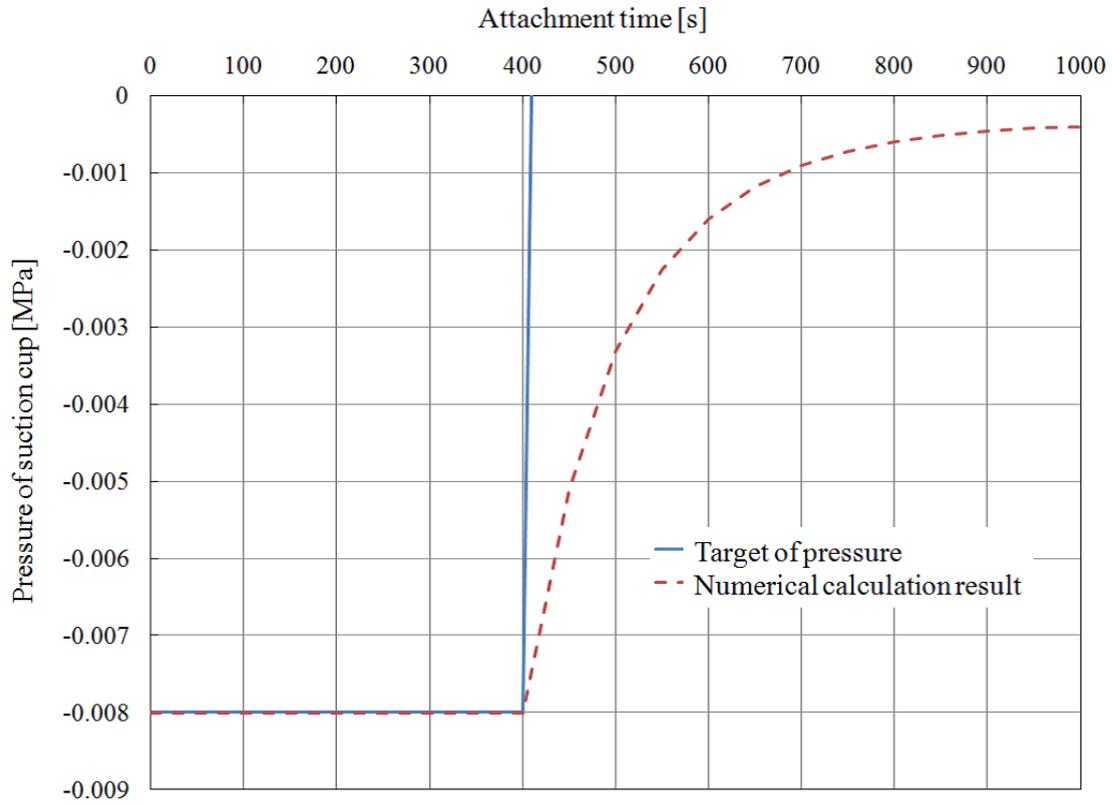


Fig 4.5: Target negative pressure decrement of spring-suspended suction cup.

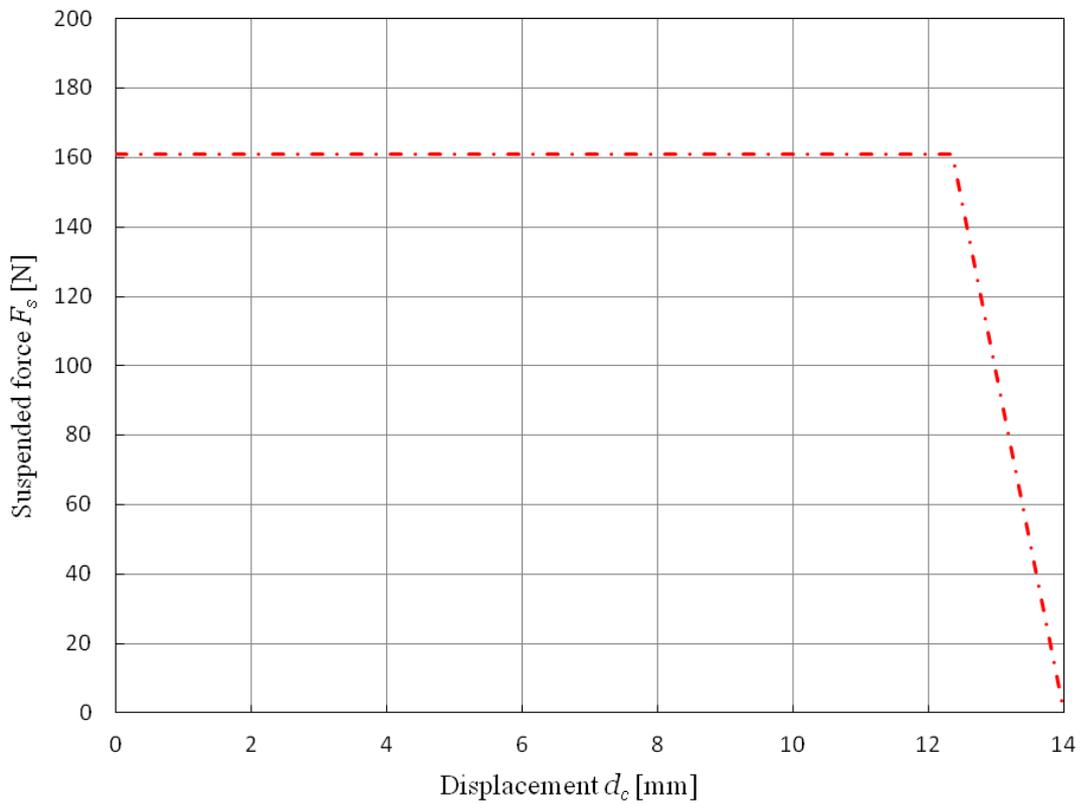


Fig 4.6: Analysis result of suspended force to generate target negative pressure decrement.

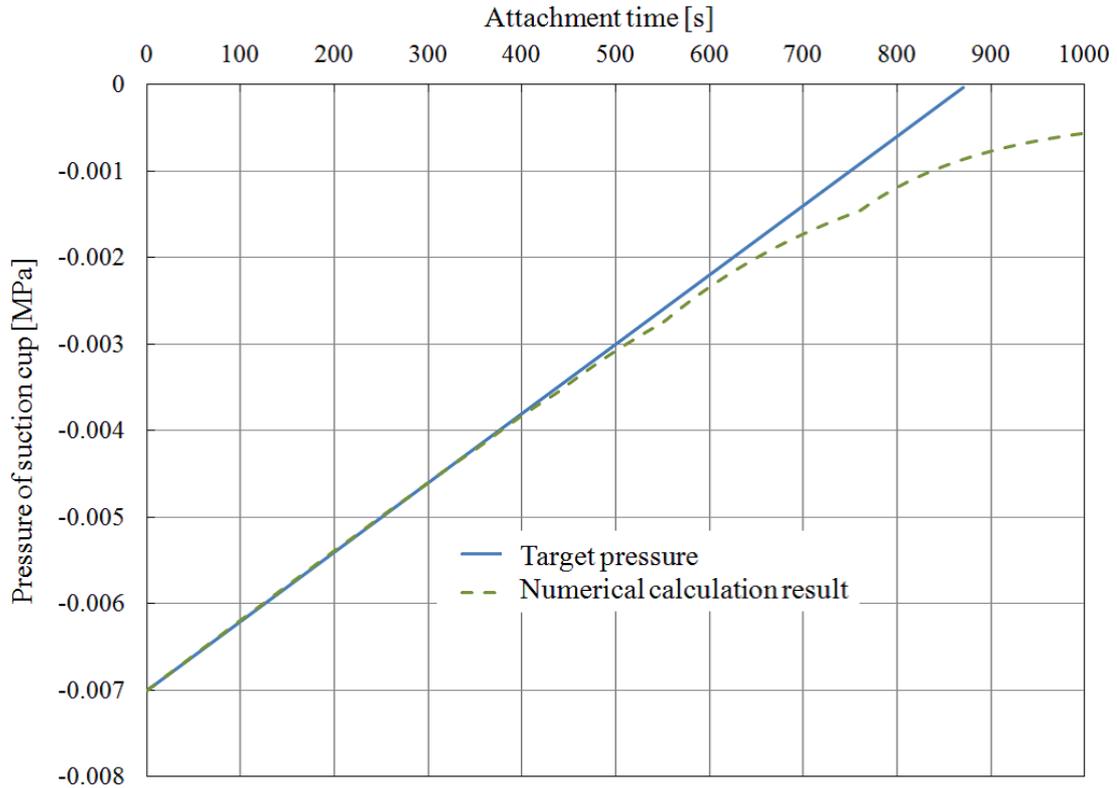


Fig 4.7: Target negative pressure decrement of spring-suspended suction cup.

4.2.2 負圧が線形減衰するばね懸架力

時間経過 t [s] により線形減衰する負圧 P [MPa] として、本研究では式 (4.6) 及び図 4.7 中実線に示す負圧の時間変化を設定する。

$$f_p(t) = 8.0 \times 10^{-6}t - 7.0 \times 10^{-3} \quad (4.6)$$

式 (4.6) を式 (3.13)-(3.15) に代入し、3 次方程式の解析的解法を用いることで、式 (4.7) に示す解が得られる。式 (4.7) は負圧減衰の目標値である式 (4.6) を満たす懸架力 F_s [N] であり、変位量を d_c [mm] とする。

$$\begin{aligned} f_{F_s}(d_c) = & -6400\pi(8.0 \times 10^{-6}(-3.339 \times 10^{-6}(-5.940 \times 10^{24}d_c \\ & + 3.607 \times 10^6\sqrt{d_c(d_c(2.679 \times 10^{36} - 6.477 \times 10^{31}d_c) + 1.203 \times 10^{36}) - 3.010 \times 10^{38}} \\ & - 7.297 \times 10^{24})^{\frac{1}{3}} + (-3.154 \times 10^9d_c - 5.287 \times 10^{11})/((-5.940 \times 10^{24}d_c \\ & + 3.607 \times 10^6\sqrt{d_c(d_c(2.680 \times 10^{36} - 6.477 \times 10^{31}d_c) + 1.203 \times 10^{36}) - 3.010 \times 10^{38}} \\ & - 7.297 \times 10^{24})^{\frac{1}{3}}) + 2248) - 0.007) \end{aligned} \quad (4.7)$$

ただし、前項と同様に式 (4.6) はヒステリシスを有する力-変位曲線となり、現実的でない。そのため懸架力を、 $d_c \leq 10$ では式 (4.6) とし、 $10 < d_c$ では懸架力 F_s が 0 に向かって急降下する図 4.8 に示す $f_{F_s}(d_c)$ に置き換える。また、図 4.8 に示す $f_{F_s}(d_c)$ を用いて負圧変化を再計算したものを図 4.7 中破線に示す。

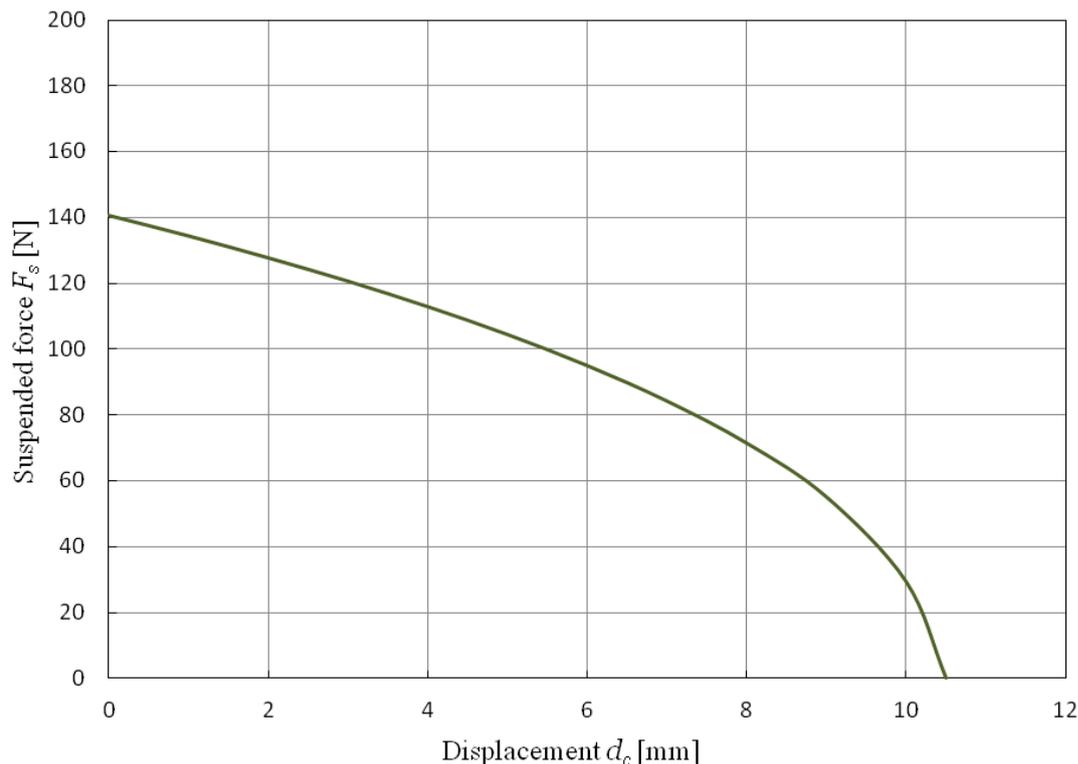


Fig 4.8: Analysis result of suspended force to generate target negative pressure decrement.

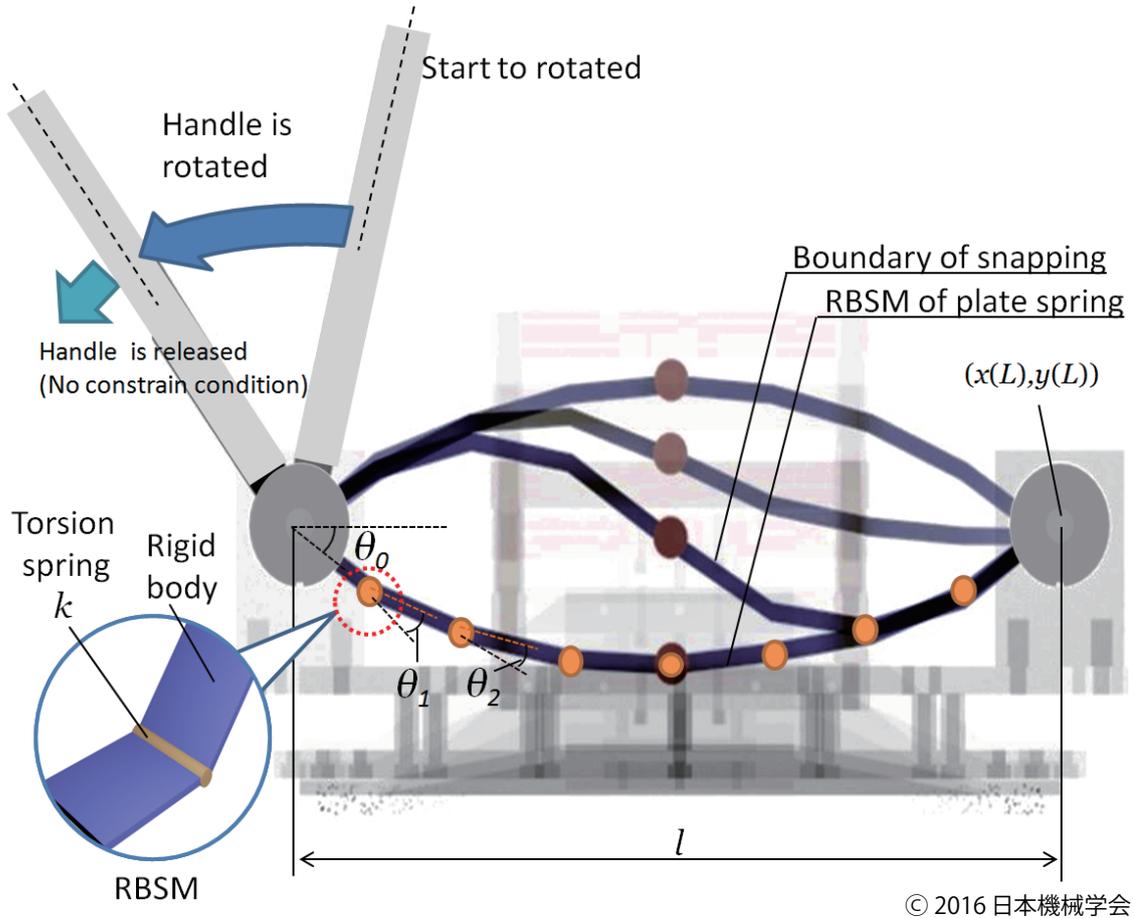
4.3 懸架機構のための板ばねの選択

本研究で提案するばね懸架吸盤は、自然形状がフラットな長方形の板ばねの両端をジョイントで拘束して一時モードの座屈状態にし、座屈方向の力で吸盤を懸架している。しかし、板ばねの座屈方向の力を解析する方法は存在せず、目標出力から板ばね寸法を逆計算する事は出来ない [52][53][54]。そのため本研究ではRBSM法で離散的に近似したモデル [55] と変分原理の静力学 [58][59][60] を用いて、数値計算で板ばねの選択を行う。

4.3.1 懸架機構に必要な入力エネルギー

提案したばね懸架機構は板ばねの双方向安定性を利用しており、安定方向の切り替えに必要なエネルギーが、本懸架機構に必要な入力エネルギーである。安定方向の切り替え中に変化する板ばね内部の弾性エネルギーの変化量から、必要な入力エネルギーを推定する。まず一枚の連続体である板ばねをRBSM法 [55][56][57] に従い、リンク（剛体）と捩じりばね（関節）の組み合わせで近似する。近似したモデルを図 4.9[45] に示す。

板ばねの自然形状を直線とした時、座屈及びレバー操作により変形し板ばね内部に蓄えられる弾性エネルギーは、近似モデルの各関節にある捩じりばねの弾性エネルギーの総和に等しい。ここで、 n を近似モデルの関節数、 θ_i を i 番目の関節の相対角、



© 2016 日本機械学会

Fig 4.9: Plate spring model using RBSM[45].

k_t を近似モデルの関節に適用するばね定数, d を図 4.9 に示す近似モデルのリンク長さ, E_s を板ばね材料の縦弾性係数, I を板ばねの断面二次モーメントとしたとき, 弾性エネルギー U を式 (4.8) に示す.

$$U = \frac{1}{2}k_t(\theta_1^2 + \theta_2^2 + \dots + \theta_n^2) \quad (4.8)$$

ここで, 近似モデルの関節に適用するばね定数 k_t を, 近似モデルのリンク長さ d , 板ばね材料の縦弾性係数 E_s , 板ばねの断面二次モーメント I を用いて, 式 (4.9) より求める.

$$k_t = \frac{E_s I}{d} \quad (4.9)$$

本研究で提案する懸架機構は, 板ばねの両端を自由回転するジョイントで位置拘束し, 1 次モードで座屈させてアーチ形状にしている. 板ばねの両端を位置拘束するジョイントの座標を $(0, 0)$, $(x(L), y(L))$ としたときの, 板ばねの拘束条件を式 (4.10) - (4.13) に示す.

$$x(L) = d(\cos \theta_0 + C_{0,1} + \dots + C_{n-1,n}) = l \quad (4.10)$$

$$y(L) = d(\sin \theta_0 + S_{0,1} + \dots + S_{n-1,n}) = 0 \quad (4.11)$$

$$C_{i-1,i} = \cos(\Sigma \theta_i) \quad (4.12)$$

$$S_{i-1,i} = \sin(\Sigma \theta_i) \quad (4.13)$$

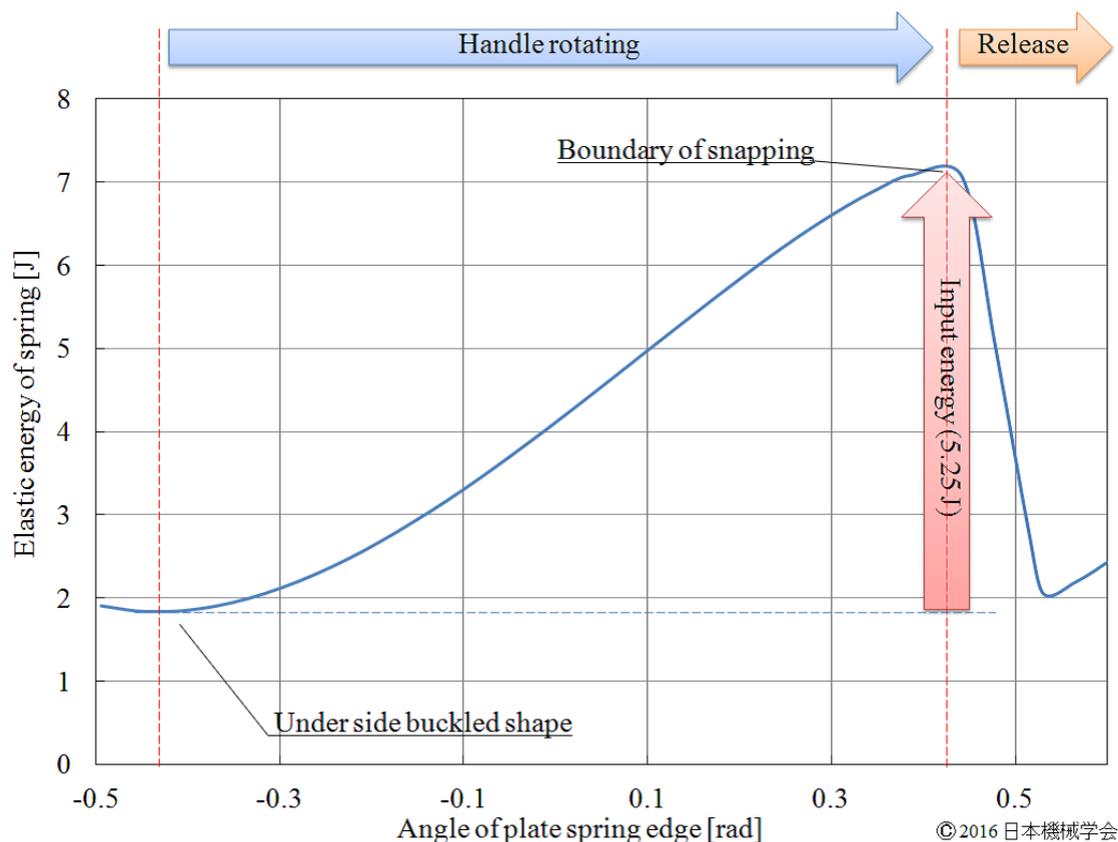


Fig 4.10: Elastic energy changes under handle control, and the input energy[45]

前述のとおり，板ばねの片端はレバーに接続され，振り動作が加えられる．レバーによって板端が振りられるとき，板ばねの拘束には式 (4.10) - (4.13) に加え，式 (4.14) に示す拘束条件が加わる．ただし，レバーによって振りられた板端の絶対角度を ϕ とする．

$$\theta_0 = \phi \quad (4.14)$$

変分原理 [61] より，板ばね内部に蓄えられた弾性エネルギーは，拘束条件を満たす式 (4.15) である．図 4.10 に，レバー操作による弾性エネルギーの増減の一例を示す．横軸が板端の角度，縦軸が板ばね内部の弾性エネルギーである．負の角度で弾性エネルギーが最小になる箇所が，下側アーチの座屈形状における板端角度と弾性エネルギーである．レバー操作で板端の角度を増加させることで，同様に弾性エネルギーも増加し，飛び移りの境界を越えたとき，座屈方向が切り替わる．この弾性エネルギーの負の角度側のエネルギーの最小値から，座屈方向の切り替わりまでの増加分が，ばね懸架機構の操作に必要な入力エネルギーである．

$$\min U \quad (4.15)$$

$$\text{subject to eq.(4.10) - (4.14)} \quad (4.16)$$

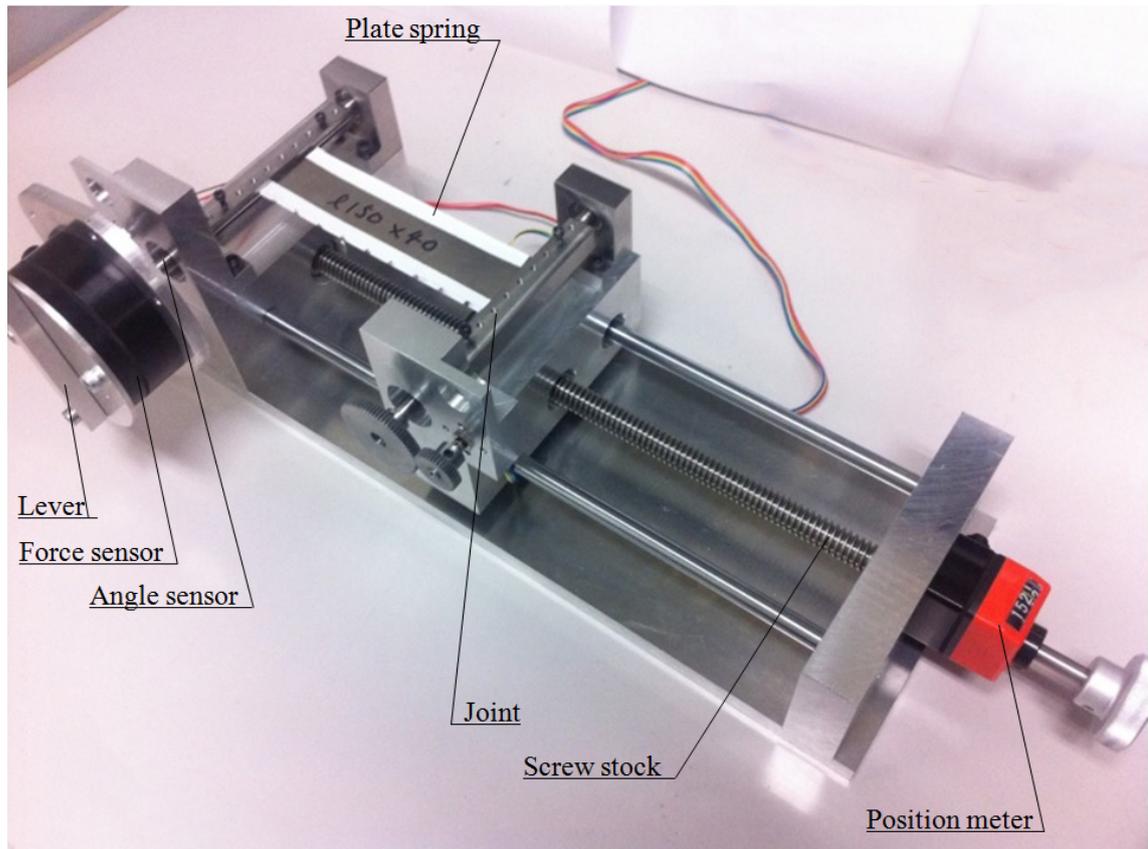


Fig 4.11: Experimental setup to measure the input energy for snap buckling

以上の導出方法を実験より検証する。図4.11に検証のための実験装置を示す。本実験機にはスリットを有する回転軸が二つあり、その回転軸に板ばねの板端が拘束できる。回転軸の一つは位置が固定であり、他方は棒ネジによって水平方向のみに位置が可変である。まず、式(4.14)の拘束を与えず、式(4.10)-(4.13)の拘束を与えた時の、式(4.15)で得られる板ばねの座屈形状を、実験より検証する。板ばね材質をSUS304、長さを150mm、板幅を40mmとする。板に15mm間隔で黒いマーカを設け、カメラで座標を計測する。可変側の回転軸位置を $(x(L), y(L))$ とする。式(4.10)に示す l を150, 135, 120, 式(4.11)を0とし、式(4.15)で計算した板ばねの座屈形状、及び同条件で実験した板ばねの座屈形状を図4.12に示す。ただし、板ばねの座屈方向は下側アーチとする。図4.12より、座標の誤差は距離で3mm未満である。

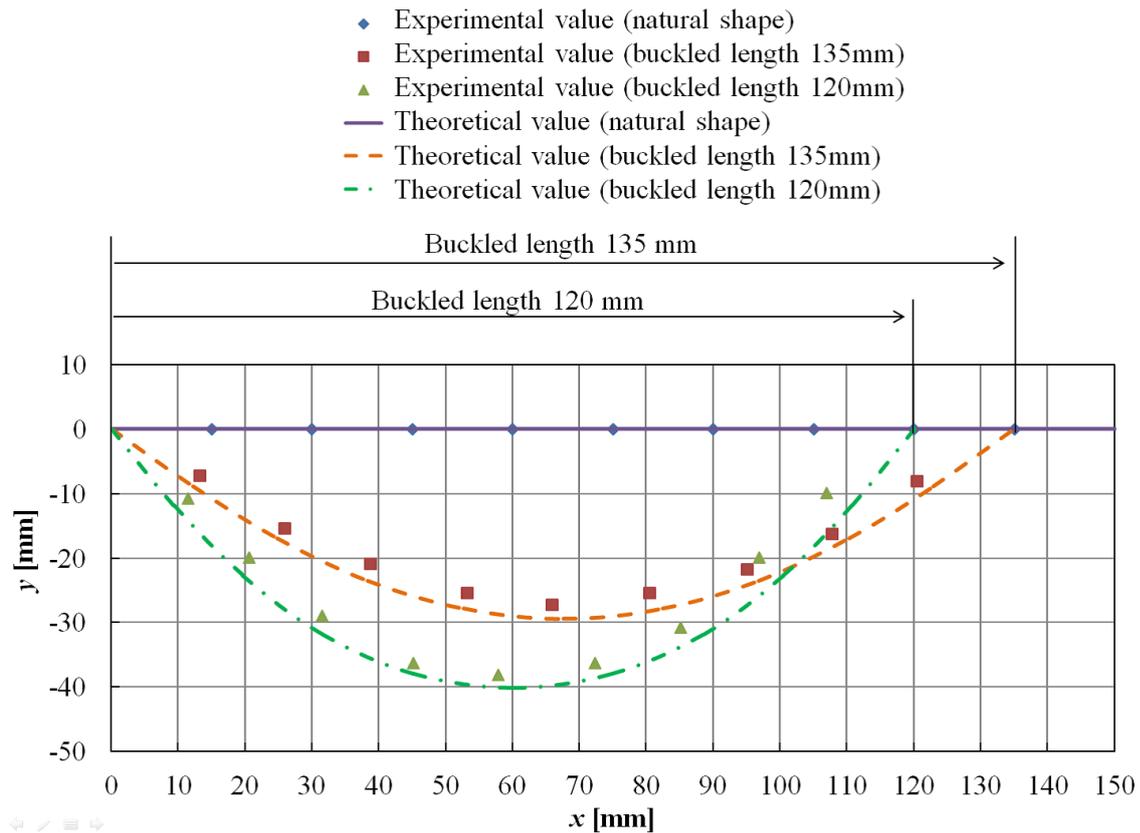


Fig 4.12: Experimental result of plate spring's buckled shape

次に板ばねの座屈方向を上側アーチに切り替えるために必要な入力エネルギーの導出方法について検証する。入力エネルギーの計算は式 (4.15) 及び図 4.10 に示す弾性エネルギーの変化量から求める。本検証では表 4.1 に示す板ばねで検証を行う。RBSM 法のモデルの分割数を 10 とし、各モデルに該当する関節部のばね係数を式 (4.9) より求めたものを同表に示す。図 4.11 の片側の回転軸にレバー、力センサ (WEF-6A500-10-RC24, Wacoh, Japan) 及びポテンシオメータ (JC10, Copal, Japan) を取り付け、計測したトルク及び角度情報から入力エネルギーを推定する。図 4.13 に表 4.1 に示す板ばねの座屈方向の切り替えに必要な入力エネルギーを、式 (4.15) 及び弾性エネルギーの変化量から求めた理論値、1 度目の計測で得られた入力エネルギーの計測値、5 度計測し得られた平均値の値を示す。

Table 4.1: Plate springs for experiment of input energy

	Length L [mm]	Width [mm]	Buckled length l [mm]	l/L	k [Nm/rad]
A	150	50	135	0.9	5.53
B	150	50	120	0.8	5.53
C	125	50	112.5	0.9	6.64
D	125	50	100	0.8	6.64
E	100	50	90	0.9	8.29
F	100	50	80	0.8	8.29

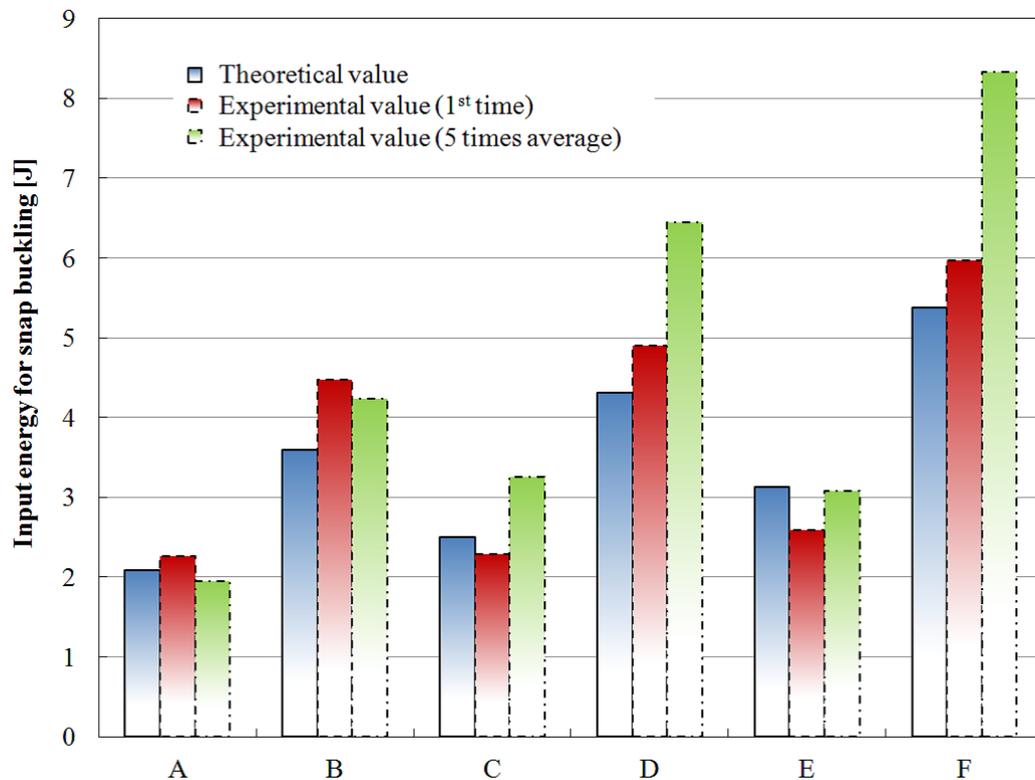


Fig 4.13: Verification of input energy for snap buckling

図4.13より、式(4.15)の弾性エネルギーの変化量から求めた理論値と1度目の実験の計測値を比較した時、誤差は全ての条件で1J未満であるため、式(4.15)の弾性エネルギーの変化量から入力エネルギーを求める方法は適切である。ただし、理論値と5回実験した時の平均値を比較すると、表4.1に示すD及びFの条件で大きな誤差が発生している。この現象を図4.14を用いて解説する。図4.14は板ばねの座屈方向切り替え時の板端の角度と入力トルクであり、実線を理論値、破線を1度目の実験の計測値、一点鎖線を5回の実験値の平均値とする。トルクが0の時は板ばねが安定

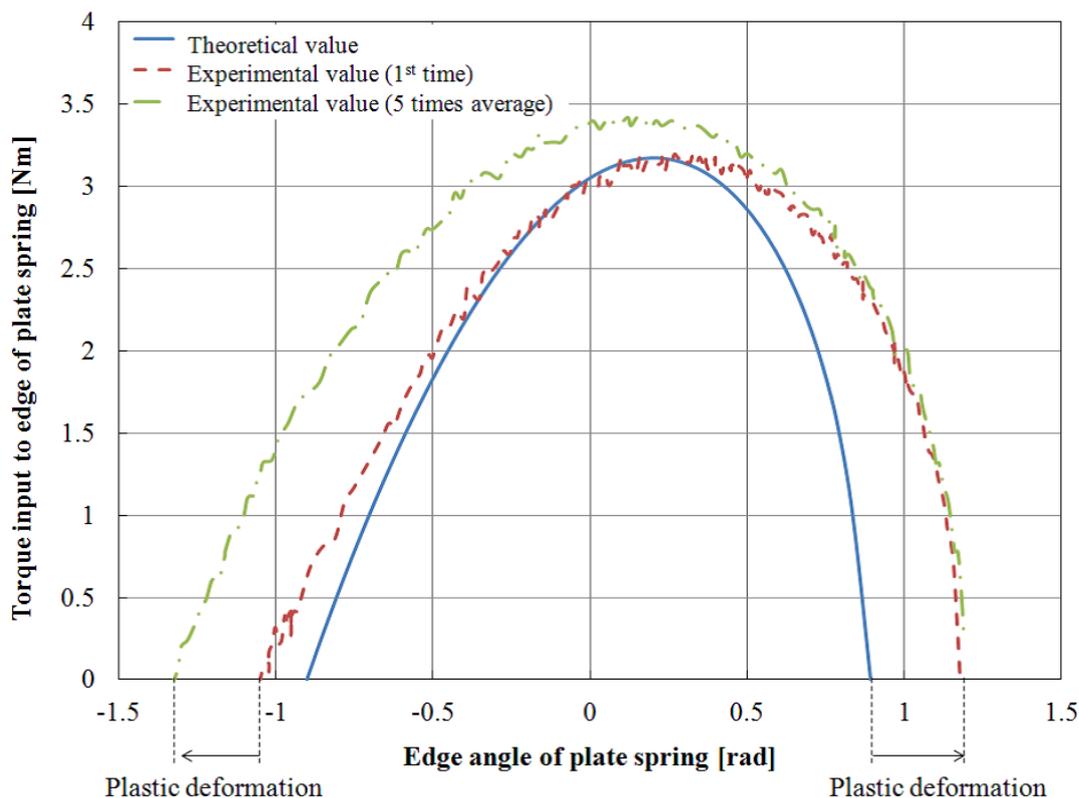


Fig 4.14: Input torque for snap buckling of plate spring

形状のときの板端の角度であり、負の角度が下側アーチの安定形状、正の角度が上側アーチの安定形状での板端の角度である。

図4.14より、理論値では上下の安定形状において板端の角度は上下対称であることが確認できる。対して1度目の実験の計測値では上下の安定形状において板端の角度は対称ではない。これは板ばねの変形中に塑性変形が起きたことが原因であると考えられる。表4.1に示すD及びFで以上の現象が確認できるため、塑性変形を避けるために、板ばねの最大曲率を小さくする必要がある。

4.3.2 板ばね接触棒位置と懸架力

入力エネルギーの条件を満たす板ばね寸法の中から、目標懸架力に近い力を発揮する板ばねを選択するために、板ばねの懸架力を導出する。板ばねに設けられた接触棒が出力箇所となり、接触フレームを通じて懸架力が発生する。出力箇所となる接触棒の設置位置によって、懸架の変位量懸架力関係は異なる。目標懸架力に近い値を選択するために、接触棒の設置位置による変位量-懸架力関係の変化の傾向を確認する。板端の高さを基準とした接触棒の高さを d_c とし、接触棒を近似モデルの p 番目の関節上に取り付けたとき、接触フレームとの接触による拘束は式(4.17)である。ただし、接触棒は水平方向は拘束されない。懸架力は変分原理 [58][59][60]、ばねの釣り合い [62]、拘束条件である式(4.10) - (4.13)、及び接触棒と接触フレーム

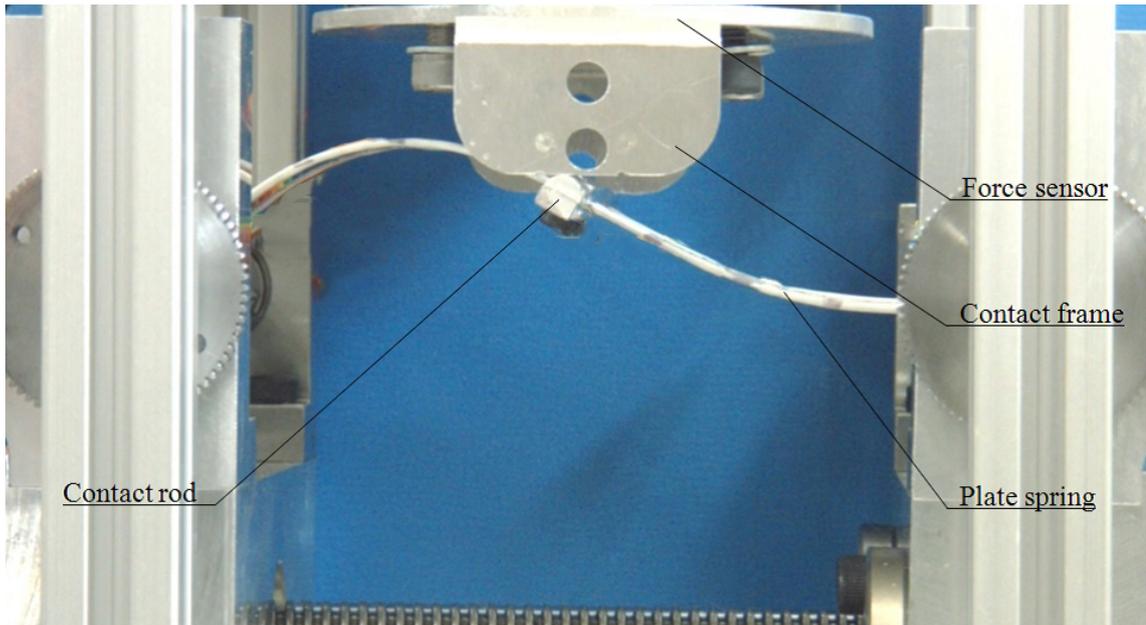


Fig 4.15: Experimental set up to measure suspended force of plate spring.

の接触時に発生する拘束条件を式 (4.17) より求める。

$$d_c = d(\sin \theta_0 + S_{0,1} + \dots + S_{p-1,p}) \quad (4.17)$$

接触棒の取り付け位置 p と板ばね懸架力の関係を、式 (4.10) - (4.13) 及び式 (4.17) を用いて算出し、 p による懸架力の変化の傾向を確認する。及び算出結果を図 4.15 に示す実験装置より検証する。図 4.12 に示す実験装置上部に、接触フレーム及び力センサ (WEF-6A500-10-RC24, Wacoh, Japan) を追加する。接触フレームは接触棒のみと接触し、板ばね本体とは触れない形状をしている。力センサ (WEF-6A500-10-RC24, Wacoh, Japan) は棒ネジによって上下方向のみに可変である。

板ばね材質を SUS304, 長さを 150mm, 板幅を 40mm とし, RBSM 法によるモデルの分割数を 10 とし, p 及び p に該当する接触棒の設置位置 (板端からの距離) を表 4.2 に示す。この時の板ばねの懸架力を、式 (4.10)-(4.13) 及び式 (4.17) から求めた理論値, 及び図 4.15 より得られた実測値を図 4.16 に示す。図中, 実線を理論値, 破線を実測値とする。

Table 4.2: Contact rod positions

p	Contact rod position (Length form edge of plate)
3	45 mm
4	60 mm
5	75 mm
6	90 mm
7	105 mm

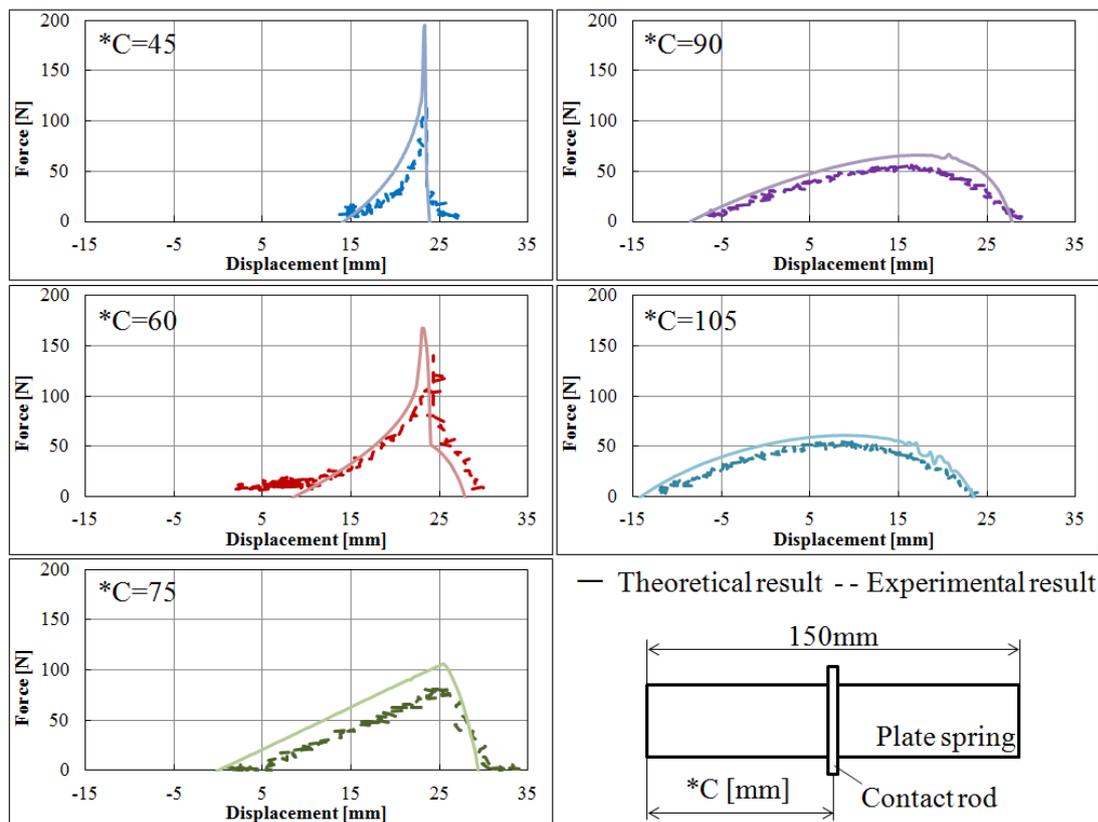


Fig 4.16: Suspended force of plate spring with each contact rod positions

図 4.16 より，接触棒の取り付け位置 p による懸架力の変化の傾向が得られた．また，実測より理論値より得られた傾向が正しいことが確認できた．よって以上の式 (4.10) - (4.17) を用いて，目標懸架力に近い板ばねを選択する．

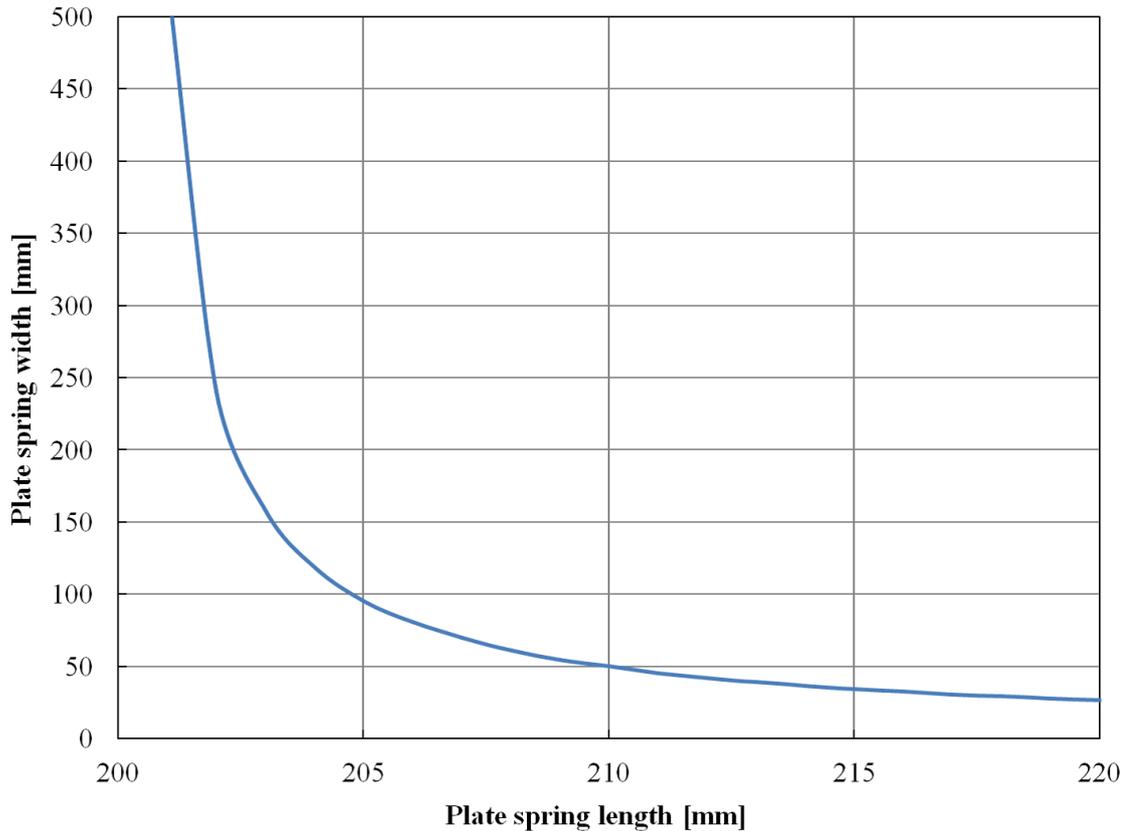


Fig 4.17: Plate spring parameters satisfying the energy constraint 5.25 J

Table 4.3: Specifications of plate spring in the numerical comparison

	(1)	(2)
Plate spring length [mm]	210	220
Buckling length [mm]	200	200
Plate spring width [mm]	50.0	26.8
Plate spring thickness [mm]	1.0	1.0
Position of contact rod	$p = 6$	$p = 6$
Input energy for attachment [J]	5.25	5.25

4.3.3 板ばねの選択

入力エネルギーの条件より、ばね懸架機構に用いる板ばねを決定する。本研究では入力エネルギーの条件を 5.25 J とする。板ばねの座屈距離を 200 mm、板厚を 1 mm、板ばね材質を焼入れリボン鋼とした場合に、これらの条件を満たす板ばね全長と板幅の組み合わせを図 4.17 に示す。ただし、焼入れリボン鋼の縦弾性係数を 196 GPa とする [63]。

懸架力の目標値、入力エネルギーの条件を満たす板ばねサイズ、接触棒の位置と懸架力の関係から、表 4.3 に示す板ばねを選択した。板ばね (1) 及び (2) の懸架力、目標懸架力を図 4.18 に示す。

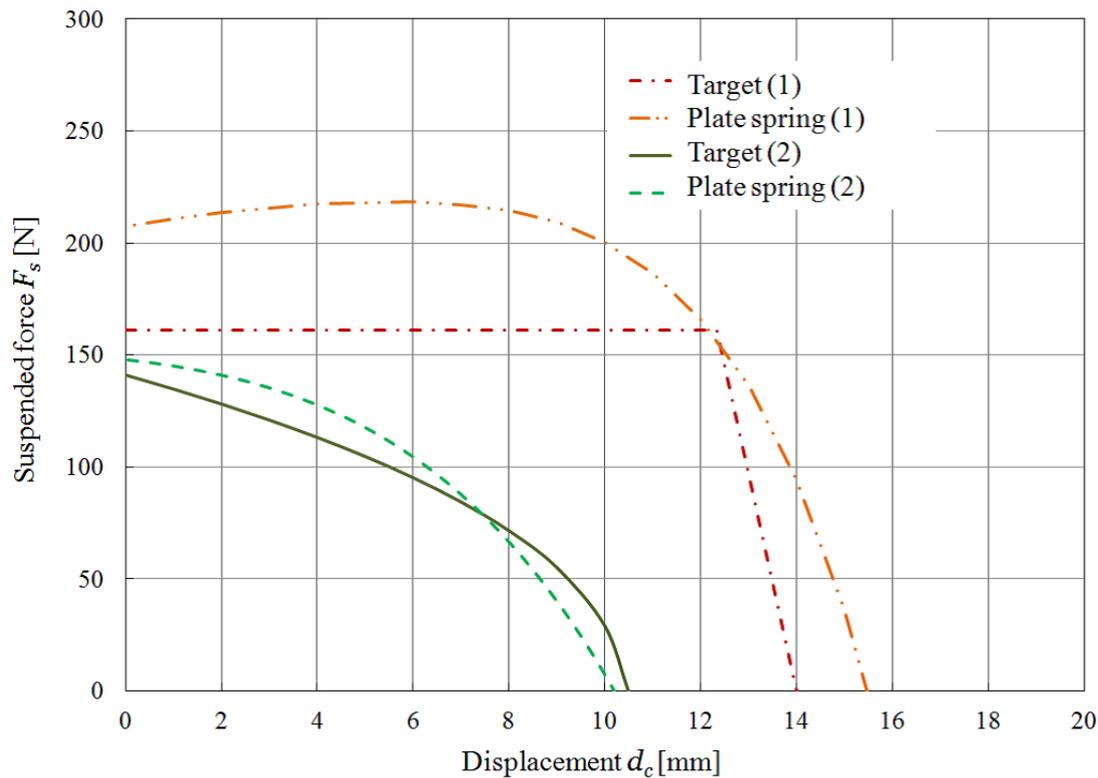


Fig 4.18: Plate spring for suspended mechanism

Table 4.4: Common conditions for numerical comparison

Input energy for adhesion	5.25 J
Radius of suction cup	
Upper side circle r_1	30 mm
Under side circle r_2	80 mm
Air inflow conditions	$1.194P^2 - 26.23P + 9.177 \text{ mm}^3/\text{s}$

4.4 提案するばね懸架機構による負圧保持

本節では選択した板ばねによる懸架で生成される負圧の検証を行う。生成負圧の理論値は、選択した板ばねの出力 $f_{F_s}(d_c)$ を用いて順計算の手順式 (2.5)-(2.11) で負圧変化を数値計算して求める。

図 4.19 に検証結果を示す。二点鎖線が板ばね (1) を用いた懸架吸盤の圧力変化の理論値、破線が板ばね (2) を用いた懸架吸盤の圧力変化の理論値、一点鎖線が一定値以上の値を維持する負圧の目標値、実線が線形減衰する負圧の目標値である。結果より、板ばね (1), (2) ともに目標値に近い値を示していることが確認できる。

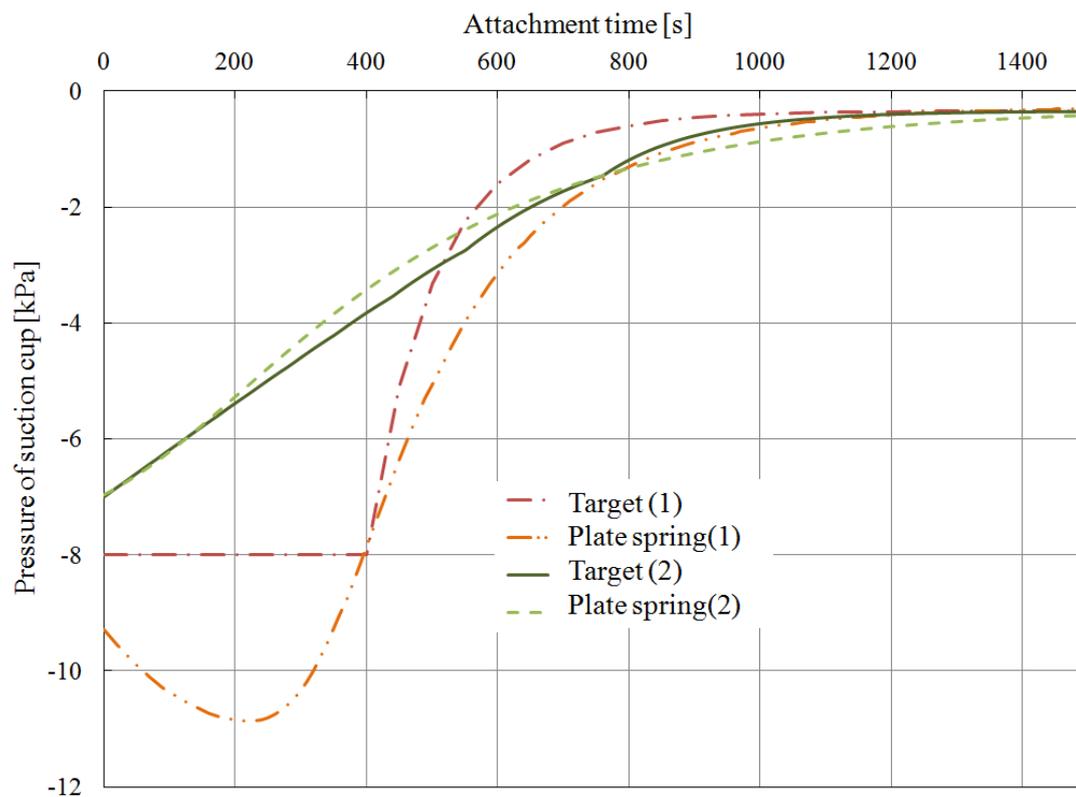


Fig 4.19: Numerical calculation about spring suspended suction cup.

4.5 まとめ

本章では、ばね懸架機構による吸盤の負圧保持方法として、具体例を示した。提案する方法は、アーチ状に座屈させた板ばねを用いる方法である。板ばねの双方向安定性を利用して、吸盤の負圧の生成・解除を切り替えることができる。負圧保持のための懸架力目標値の数値を算出した。また、RBSM法を用いた板ばねの数値解析より、入力エネルギーの条件、懸架力の目標値を満たす板ばねを選択した。

第5章 ばね懸架機構による吸盤の負圧保持実験

本章では、4章で設計したばね懸架機構及び吸盤を試作し、負圧の保持について実験で検証する。また、受動的な吸盤を実用する上で重要な再吸着について、及び再吸着のタイミングを的確に把握するための吸盤負圧減衰の予想方法について述べ、本研究で提案したばね懸架機構を用いる吸盤に導入する。

5.1 負圧保持検証実験

前章で示したばね懸架機構による吸盤の負圧保持について、実機実験より検証する。

5.1.1 実験内容

図5.1及び表5.1, 5.2に試作したばね懸架機構及び吸盤を示す。吸盤内部の圧力を計測するために、吸盤上面に穴を設けチューブを通じて圧力センサ (AP-34A, Keyence, Japan) と接続している。試作したばね懸架機構を用いた吸盤で吸着実験を5回行い、その時の吸盤内部の圧力を計測する。また、比較対象としてカム懸架機構をもちいた吸盤の負圧保持実験も同様に行う。比較のためにカム懸架機構の吸盤は、ばね懸架の吸盤に用いている吸盤と同材質、同面積である。吸盤の持ち上げ高さは、入力エネルギーの条件および式(3.8)より導出し、ばね懸架機構に必要な入力エネルギーと等しくしている。

Table 5.1: Specification of a suction cup

Outer size[mm]	$\phi 200 \times \text{height } 130$
Weight [g]	570
Material	Silicon

Table 5.2: Specification of a plate spring for suspended mechanism

	(1)	(2)
Size of spring [mm]	$50.0 \times 210 \times 1.0$	$23.3 \times 220 \times 1.0$

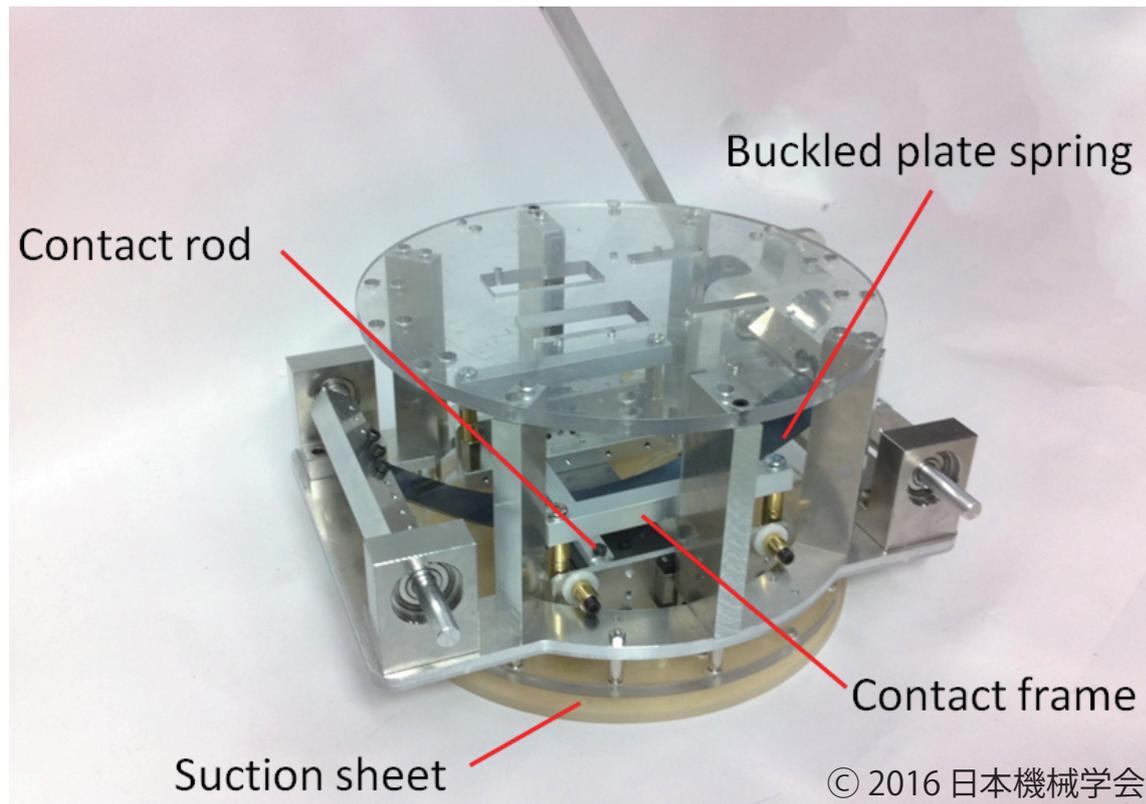


Fig 5.1: Prototype of spring suspended suction cup[45].

5.1.2 実験結果

図 5.2 に板ばね (1) を用いたばね懸架機構及び吸盤での実測値 (1 点鎖線), 数値解析による理論上の負圧 (2 点鎖線), 板ばね (2) を用いたばね懸架機構および吸盤での実測値 (長破線), 数値解析による理論上の負圧 (短破線), 比較用のカム懸架機構の実測値 (点線), 及び理論上の負圧 (実線) を示す。

まず, 実験結果から負圧の保持について考察する. 従来手法であるカム懸架機構と比較して, 本研究で提案したばね懸架機構は板ばね (1) と (2) の両方において長時間負圧を保持している. よって, ばね懸架機構による吸盤の負圧保持が可能であることを確認した. 次に, 理論値と実測値の比較を行う. まず, 3 種類の懸架機構全てにおいて, 負圧の時間変化の傾向は, 理論値と実測値が近い傾向を示している. また, カム懸架機構および板ばね (2) を用いたばね懸架機構は, 理論値と実測値が近い値を示しており, 本研究で導出した負圧の時間変化, 目標懸架力の計算, 板ばねの選択が適切であったと言える. しかし, 板ばね (1) を用いたばね懸架機構の生成負圧は, 理論値と実測値で差が生じている. これは 2 つの理由が考えられる. 板ばね (1) は懸架中の動作において板ばね (2) より曲率が大きい瞬間がある. 吸盤の吸着中は, その曲率の大きい状態が長時間維持されるため, 塑性変形 [64][65] により本来の懸架力が出力されていない可能性がある. また, 本研究の負圧の時間変化計算では, ばね懸架機構の接触棒と接触フレームの摩擦は十分に小さいものとしている. しかし, 実際には摩擦が存在し, 理論値との懸架力に差が生じたことが考えられる.

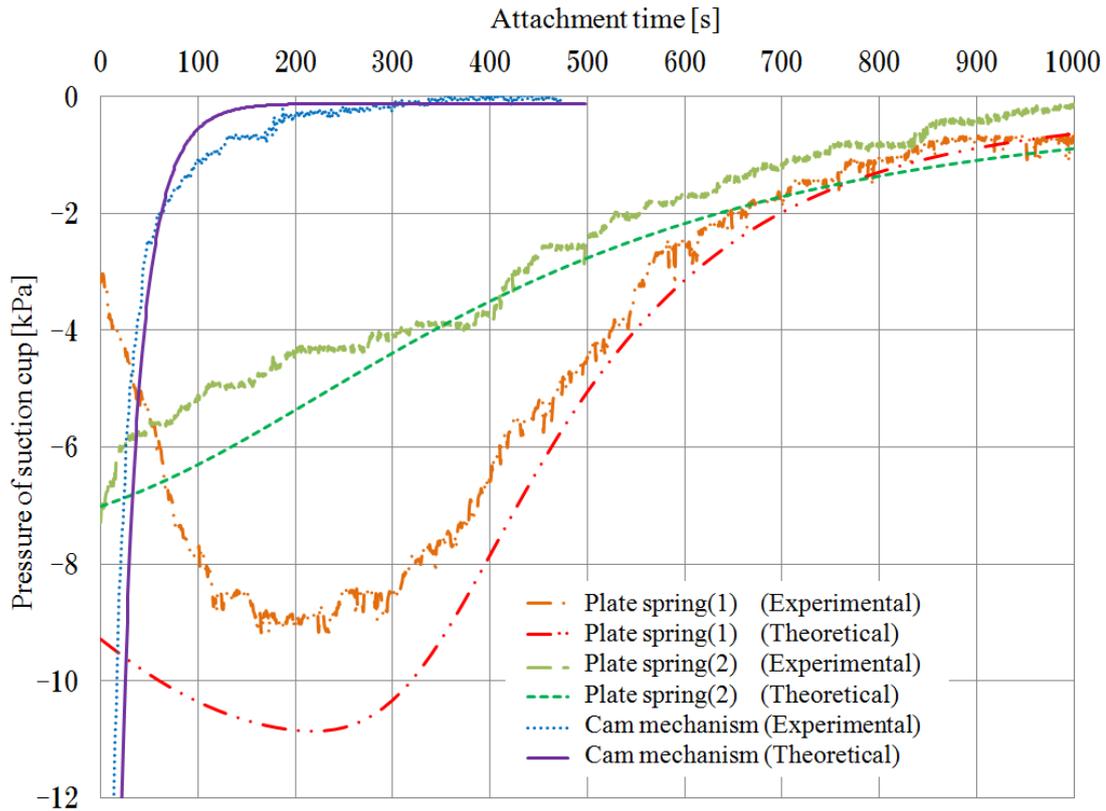


Fig 5.2: Experiment results of negative pressure decrement.

5.2 負圧減衰予想実験

吸盤を実際の作業に用いる際に吸盤の吸着力とその吸着時間を把握する必要がある。吸盤を使用する環境に完全な再現性があり、また事前に空気流入量関数の計測が行うことが可能な場合、2章に示す吸盤の圧力変化の計算より、吸盤の吸着力と吸着時間を推定する事が可能である。しかし、実際の環境では温度、湿度及び吸着対象の表面の汚れなどにより空気流入量関数は変化するため、事前に準備した空気流入量のデータが実際の使用時の環境と一致する保証がない。また、事前に使用予定の吸盤及び吸着対象全ての組み合わせに対して空気流入量を計測する事も、現実的な手法ではない。

そこで本研究では、吸盤に圧力センサを搭載し、吸盤の吸着中に得られる圧力変化から、それ以降の負圧減衰の予測を行う方法を提案する。

5.2.1 負圧減衰予想方法

図5.3と以下に本研究で提案する吸着中にリアルタイムで行う負圧減衰予想方法の概要を示す。

1. 吸着開始直後から圧力センサを用いて吸盤内部の圧力を計測し、サンプリングタイムごとに圧力データを保存する。

2. サンプルタイム及び計測した圧力の変化量から、空気流入量を推定する。
3. 予想手順1及び2から、吸盤内部の圧力と空気流入量の関係をまとめる。以上の手順により一部領域の吸盤内部の圧力と空気流入量の関係が求まる。
4. 計測より求めた一部領域の吸盤内部の圧力と空気流入量の関係から、範囲外を多項式近似より推定する。
5. 多項式近似より推定した圧力と空気流入量の関係から、以降の圧力減衰を第3章に示した数値解析より予想する。

リアルタイムで行う負圧減衰予想のための計算方法を示す。一定サンプルタイムごとに吸盤に搭載した圧力センサで吸盤内部の圧力を計測し、 P_i を*i*番目に計測した圧力の値、計測した圧力データの総数を m 個とした場合、計測データは式(5.1)の通りになる。

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} P_0 \\ P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_m \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

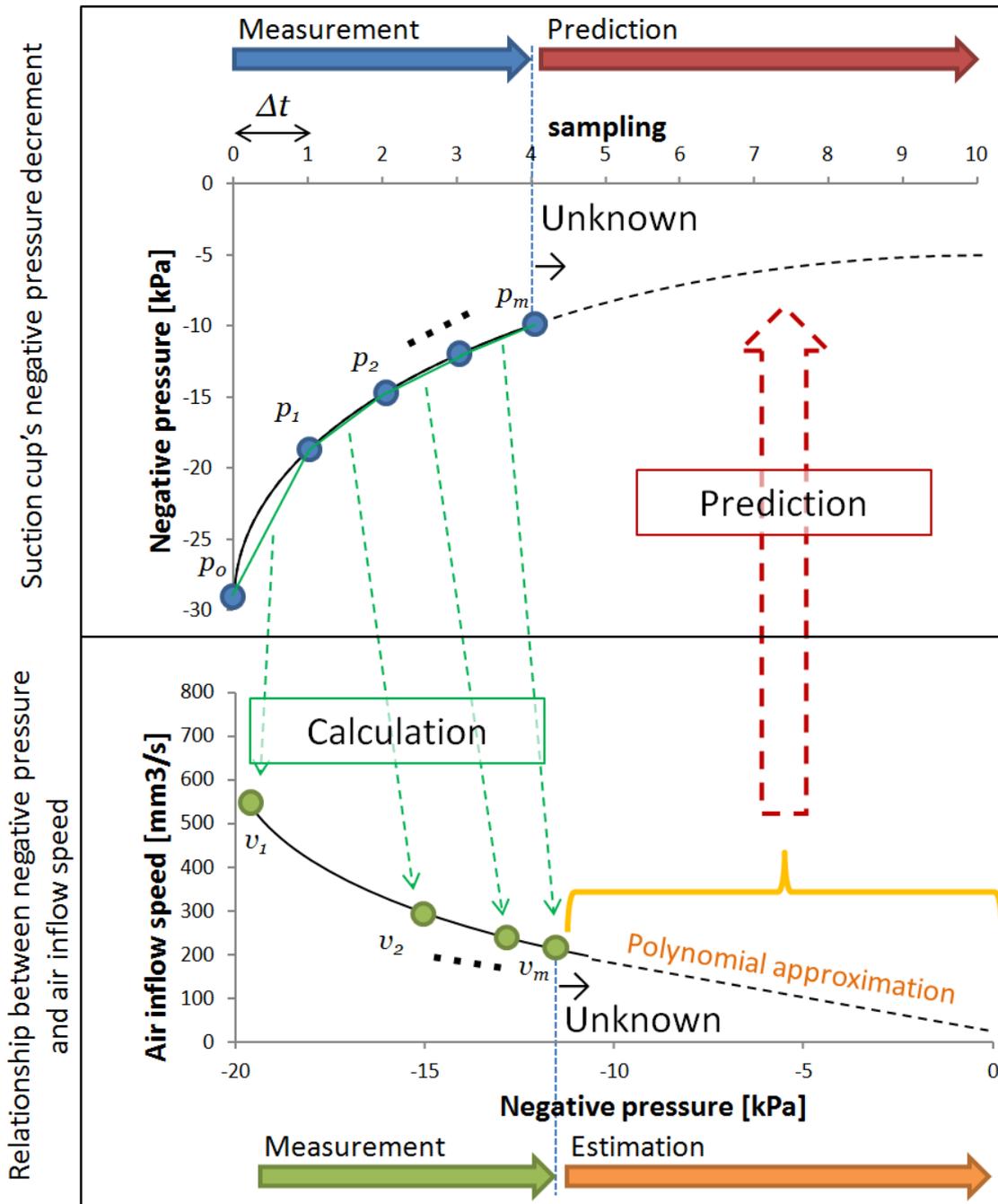
次に吸盤内部に流入した空気の標準体積を求めると、式(5.2)の通りになる。ただし、 V_{stn_i} を P_i から求めた流入した空気の標準体積、 P_n を大気圧とし、大気圧は吸着中一定であると仮定する。

$$\mathbf{V}_{stn} = \begin{bmatrix} V_{stn_0} \\ V_{stn_1} \\ V_{stn_2} \\ \vdots \\ V_{stn_m} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \left(\frac{P_0}{P_n} + 1\right) \\ \left(\frac{P_1}{P_n} + 1\right) \\ \left(\frac{P_2}{P_n} + 1\right) \\ \vdots \\ \left(\frac{P_m}{P_n} + 1\right) \end{bmatrix} V \quad (5.2)$$

データの総数が $m \geq 2$ の時、吸盤内部に流入した空気の標準体積の変化量から空気流入量 \mathbf{v} を式(5.3)より推定する。ただし Δt を計測時のサンプルタイムとし、 \mathbf{v} のデータ数は $m - 1$ である。

$$\mathbf{v} = \begin{bmatrix} V_{stn_1} - V_{stn_0} \\ V_{stn_2} - V_{stn_1} \\ V_{stn_3} - V_{stn_2} \\ \vdots \\ V_{stn_m} - V_{stn_{m-1}} \end{bmatrix} \frac{1}{\Delta t} \quad (5.3)$$

以上の式(5.1)-(5.3)より、計測した範囲内での吸盤内部の圧力と空気流入量の関係が得られた。しかし、 p_m 以降の吸盤内部の負圧減衰を予想するためには、計測範囲外の空気流入量が必要である。そこで、計測した範囲内での吸盤内部の圧力と空気



© 2016 IEEE

Fig 5.3: Measurement of negative pressure and air inflow speed until start to prediction[66].

流入量の関係を式 (5.4)-(5.6) の通りまとめる．ただし， $\mathbf{P}'\mathbf{a}$ は j 次の多項式であり， \mathbf{a} を最小二乗法を満たす j 次多項式の係数とする．

$$\mathbf{a} = \begin{bmatrix} a_j \\ \vdots \\ a_2 \\ a_1 \end{bmatrix} \quad (5.4)$$

$$\mathbf{P}' = \begin{bmatrix} P_1^j & \cdots & P_1^2 & P_1 \\ P_2^j & \cdots & P_2^2 & P_2 \\ \vdots & & \vdots & \vdots \\ P_{m-1}^j & \cdots & P_{m-1}^2 & P_{m-1} \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

$$\mathbf{P}'\mathbf{a} = \mathbf{v} \quad (5.6)$$

疑似逆行列を用いて \mathbf{a} を式 (5.7) より求める．

$$\mathbf{a} = (\mathbf{P}'^T\mathbf{P}')^{-1}\mathbf{P}'^T\mathbf{v} \quad (5.7)$$

以上の手順を繰り返すことで，吸着中に得られる負圧のデータから空気流入量 $f_{\text{vest}}(P)$ を式 (5.8) の通り推定する事が出来る．

$$v = f_{\text{vest}}(P) = a_j P^j + \dots + a_2 P^2 + a_1 P \quad (5.8)$$

式 (5.8) 及び第 2 章で示した式 (2.5)-(2.11) を用いることで，吸着中にその後の吸盤の負圧減衰を予想する事が出来る． \mathbf{a} は計測中の圧力データ P_i の計測数 m が増えると更新されるため， \mathbf{a} の値が大きく更新されている間は負圧減衰の予想値が安定しない．そこで，本研究では \mathbf{a} の各要素の時間変化を式 (5.9) で監視し，全ての要素が条件を満たした時に予想値が収束したと判定する．ただし， $a_i(t)$ を時刻 t における \mathbf{a} の各要素，stable を収束判定のための閾値とする．

$$\left| \frac{a_i(t) - a_i(t-1)}{\text{Average}(a_i(t), a_i(t-1))} \right| < \text{stable} \quad (5.9)$$

提案した負圧減衰予想方法では，式 (5.8) に示す，推定する空気流入量関数における多項式の次数選定が，予想精度向上のために重要である．本研究では複数の次数で疑似的な予想試験を行い，真値と予想値の残差平方和による評価から，次数を 2 に決定した (付録:B)．また，式 (5.9) を予想結果の収束条件として用いた時の予想精度の検証を行った結果，全吸着時間が 800-5000s 程度の吸着時間であれば，予想が可能であることを確認した (付録:B)．

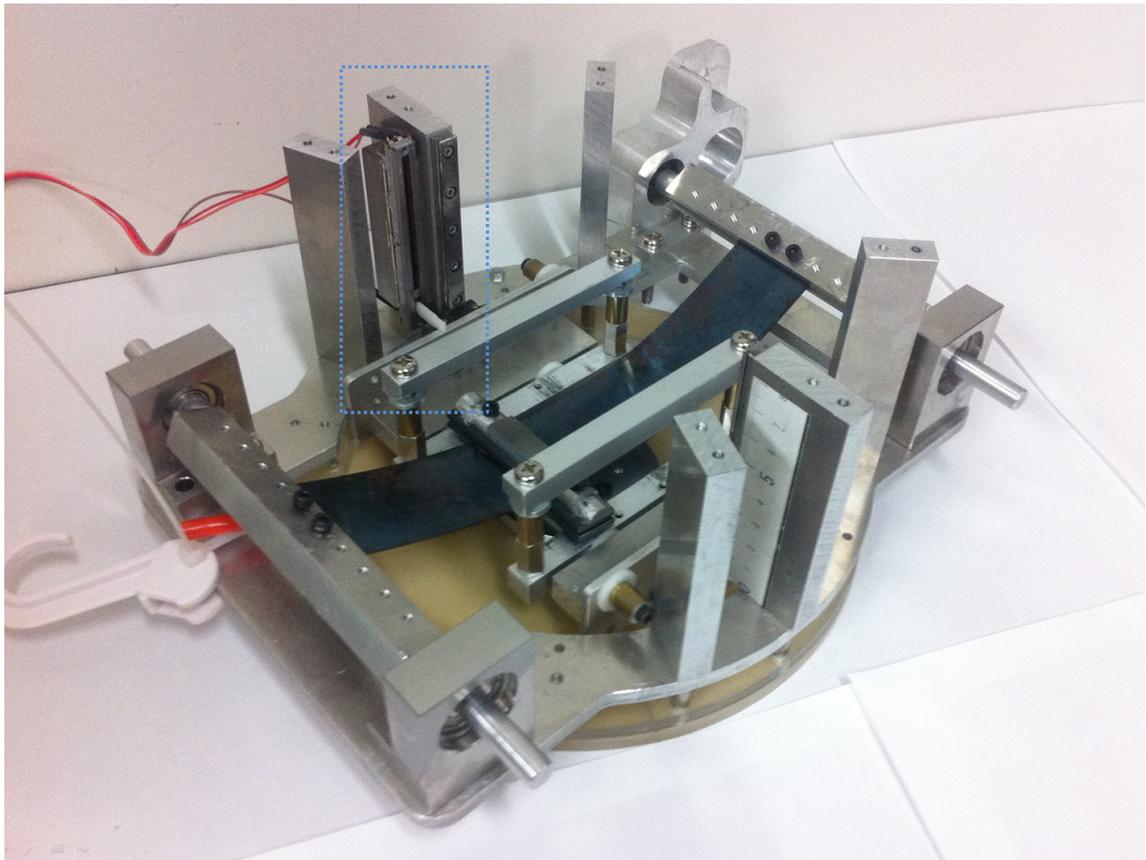


Fig 5.4: Linear potentiometer for real time prediction of negative pressure decrement.

5.2.2 実験内容

本実験には前節と同様に試作したばね懸架機構を用いた吸盤で実験を行う。ただし、負圧減衰予想には式 (5.2) より、吸盤体積 V の情報が必要なため、本実験では図 5.4 に示す通り、リニアポテンシオメータ (PTA6043, Bourns, America) を追加する。図 5.4 の破線四角形に設置場所を示す。リニアポテンシオメータのスライダは接触フレームと接続されており、吸盤内部の接触フレームの変位量を計測している。そこから吸盤の持ち上げ高さ及び吸盤体積を推定している。

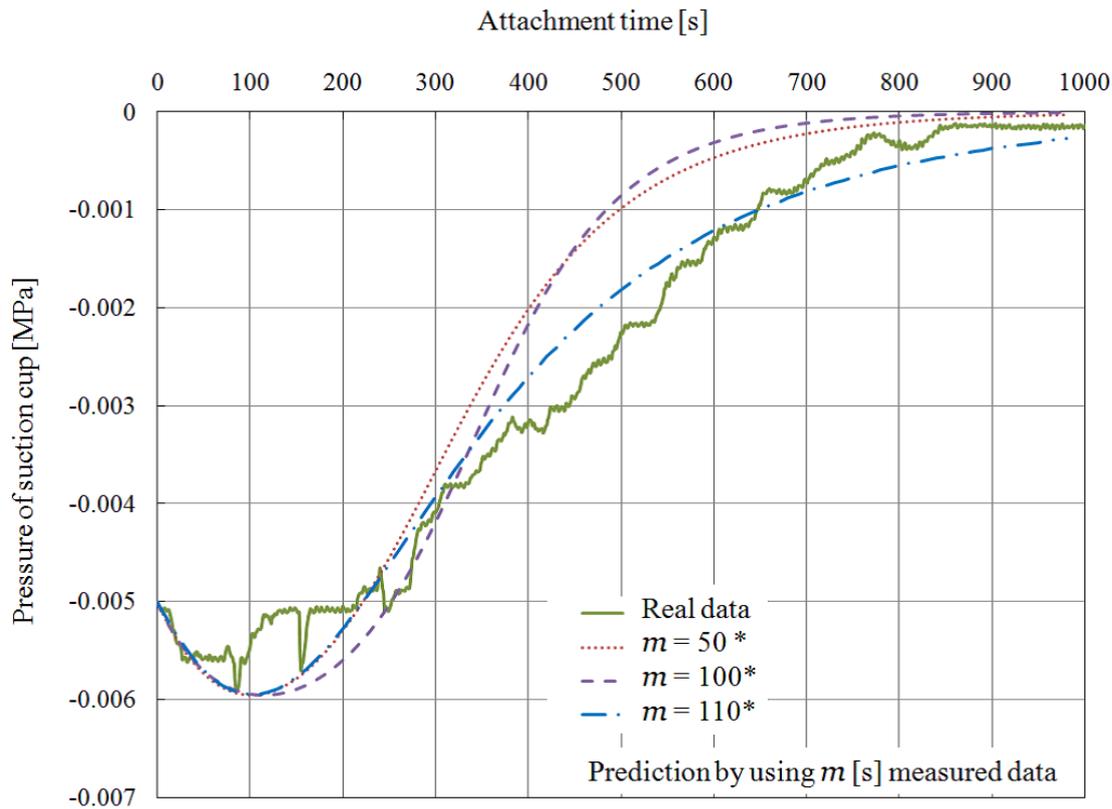


Fig 5.5: Prediction result with prototype suction cup.

5.2.3 実験結果

図5.5に、ばね懸架機構を用いた吸盤の負圧減衰の真値(実線)、0-50sの計測値を用いて以降の負圧変化を予想した値(点線)、0-100sの計測値を用いて以降の負圧変化を予想した値(破線)、0-110sの計測値を用いて以降の負圧変化を予想した値(1点鎖線)を示す。吸盤の全吸着時間約800sに対して、全吸着時間の約15%の時点で予想した負圧減衰が真値と近い値を示している事を確認した。

5.3 まとめ

本章では、4章で設計したばね懸架機構及び吸盤を試作し、負圧の保持が実現できることを実験より確認した。また、受動的な吸盤を実用する上で重要な再吸着、再吸着のタイミングを的確に把握するための吸盤負圧減衰の予想方法について述べ、本研究で提案したばね懸架機構を用いる吸盤に導入し、吸着中に負圧減衰を予想する事に成功した。

第6章 結論と今後の課題

本章では、本研究で得られた結論を述べるとともに、残された課題と今後の展望について述べる。

6.1 結論

第1章「序論」では、建築物の壁面上でのゴンドラやロープを用いた作業は大変危険な作業であるため、安全性を向上させるために壁面上にゴンドラ及び作業員を固定する装置が必要とされていることを述べた。既存の建設物に多いガラスの壁面や平坦な塗装壁面に対しては吸盤での固定方法が期待されているが、吸盤を壁面作業用の固定装置として用いる場合、その負圧の保持が重要であることを述べた。既存の壁面作業用の吸盤は負圧保持のためにポンプを用いているが、大型で重いため、小型・軽量化が必要であることを示した。本論文は、ポンプなど能動的な物を用いずに負圧を保持することを実現するために、吸盤の負圧保持と関係する吸盤の要素を理論的に明確にし、受動的な機構のみで吸盤の負圧保持性能を向上させることを目的とした。

第2章「吸盤の各要素と負圧の関係」では、吸盤の要素から吸着中の負圧変化を導出する方法を解説した。吸盤の要素として吸盤の各部寸法、吸盤への空気流入量関数、吸盤に加わる懸架力の3つを挙げ、これらの仮定及び数学的な定義をした。また、得られた吸盤の各要素と吸着中の負圧変化の関係式から、吸盤の各部寸法および吸盤への空気流入量関数から負圧保持性能を向上させる方法を述べた。柔らかい吸盤材質の使用、吸盤と壁面の間への液体充填、吸盤体積を増やすことで負圧保持が可能であることを確認したものの、柔軟素材使用による吸盤強度の低下、清掃作業の増加の問題点及び吸盤体積を増やすことの欠点を指摘し、本研究では既存研究で検証されていない吸盤に加わる懸架力に着目することを示した。

第3章「懸架力と負圧保持の関係」では、吸盤の懸架の候補を示し各種懸架方法での負圧変化、及び負圧保持性能の評価方法の定義と結果を示した。吸盤の懸架方法として、既存の方法であるカム機構による懸架、本研究で提案する線形ばねと非線形ばねによる懸架を定義し、各懸架機構を用いた時の吸盤の負圧変化を求めた。また、各懸架機構に必要な入力エネルギーを解説した。評価方法として、単位入力エネルギー当たりの負圧積分値、指定負圧に対する保持時間、負圧の変化量最大値の3種類を定義し、両評価方法で非線形ばねによる懸架が最も負圧保持性能が高いことを確認した。

第4章「ばね懸架機構の提案」では、3章で定義した吸盤のばねによる懸架を実現する具体的方法を述べた。吸盤の懸架には3章で求めた負圧保持のための非線形なばねの力以外に、吸盤の吸着と解除の切り替えには懸架方向の切り替えも必要で

あることを示した。本研究ではアーチ状に座屈させた板ばねを懸架機構として用いる方法を提案した。提案したばね懸架機構の動作、吸盤の吸着・解除及び負圧の保持方法を解説した。懸架力の目標値を具体的に設定し、板ばねのRBSM法を用いた近似モデルによる数値計算で、目標の懸架力に近い板ばね寸法を選択した。設計したばね懸架機構を用いた吸盤の負圧変化と、目標値として与えた負圧に近いことを数値計算で確認した。

第5章「ばね懸架機構による吸盤の負圧保持実験」では、第4章で設計したばね懸架機構及び吸盤を試作し、負圧保持が可能であるか検証を行った。比較対象として、従来の手法であるカム懸架機構を用いた吸盤を用いて、負圧の保持を比較したところ、提案したばね懸架機構のほうが負圧保持を達成していることを確認した。また、ばね懸架機構による負圧保持の理論値と実測値を比較し、実測値が理論値と近いこと及び誤差の内容について考察した。

6.2 今後の課題

ばね懸架機構を用いた吸盤の負圧保持の研究について、ばね懸架機構の課題と吸盤の課題を示す。

6.2.1 ばね懸架機構の課題

目標懸架力と一致するばねの提案および設計

板ばね単体の懸架力では、目標の懸架力と一致しない。そのため、板ばねを用いた懸架機構では、最も効率のよい負圧変化を完全に再現できない。懸架力を目標値と完全に一致させるためには、懸架力を自由に設計でき、且つ吸盤の吸着と解除の切り替えのために双方向安定性を有するばねが必要である [67]。

本研究の予備実験では、図 6.1 に示す通り、板ばねの懸架力を相殺する方向にリンク機構を有するばね [68] を追加する事で、懸架力を自由に設計する事に成功している [69]。また、この方法においても懸架機構の双方向安定性は有するため、吸盤に導入した場合においても、吸着と解除の切り替えが可能である。例として図 6.2 に懸架力が定荷重になるように追加のばねとリンクを設計して [70][71][72][73]、計測したものを示す。本研究では小型・軽量の機構での負圧保持を目的としているため、機構に追加する事によるサイズ・重量の増加量とそれに対する負圧の保持時間の増加量のまとめ、追加機構側の小型軽量化などを研究する必要がある。

安定形状の切り替え方法

本論文では板ばねの座屈方向を切り替える際に、板ばねの片端にトルクを与えて反転させている。この切り替えに必要な入力エネルギーが、吸盤の吸着開始に必要な入力エネルギーになるため、容易に吸着と解除を切り替えるためには、座屈方向の切り替えに必要な入力エネルギーを少なくする必要がある。必要な入力エネルギーは板ばねの変形パターンで大きく変わるため、より効率の良い反転方法の研究が必要である。

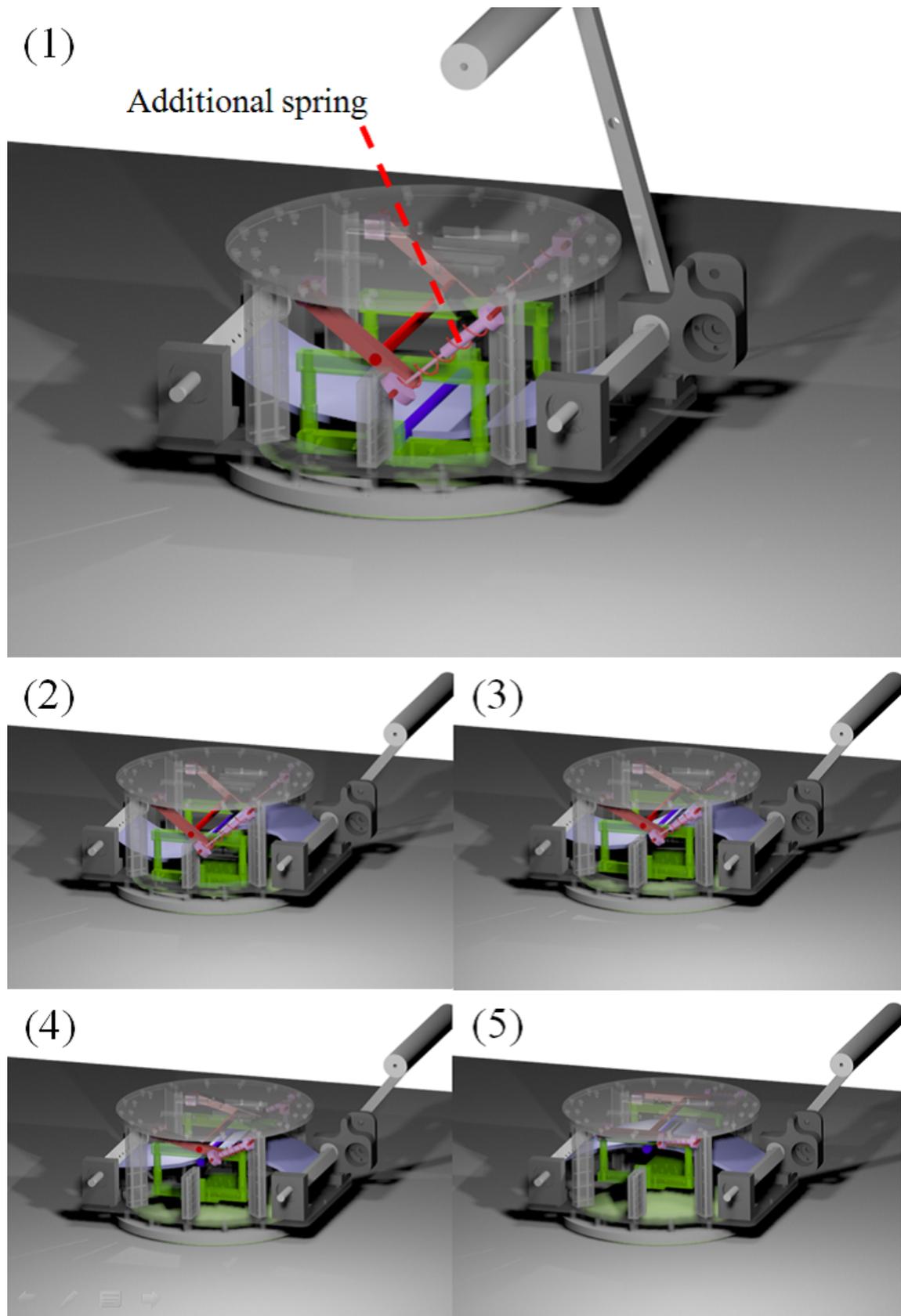


Fig 6.1: Novel spring suspended mechanism to generate target force.

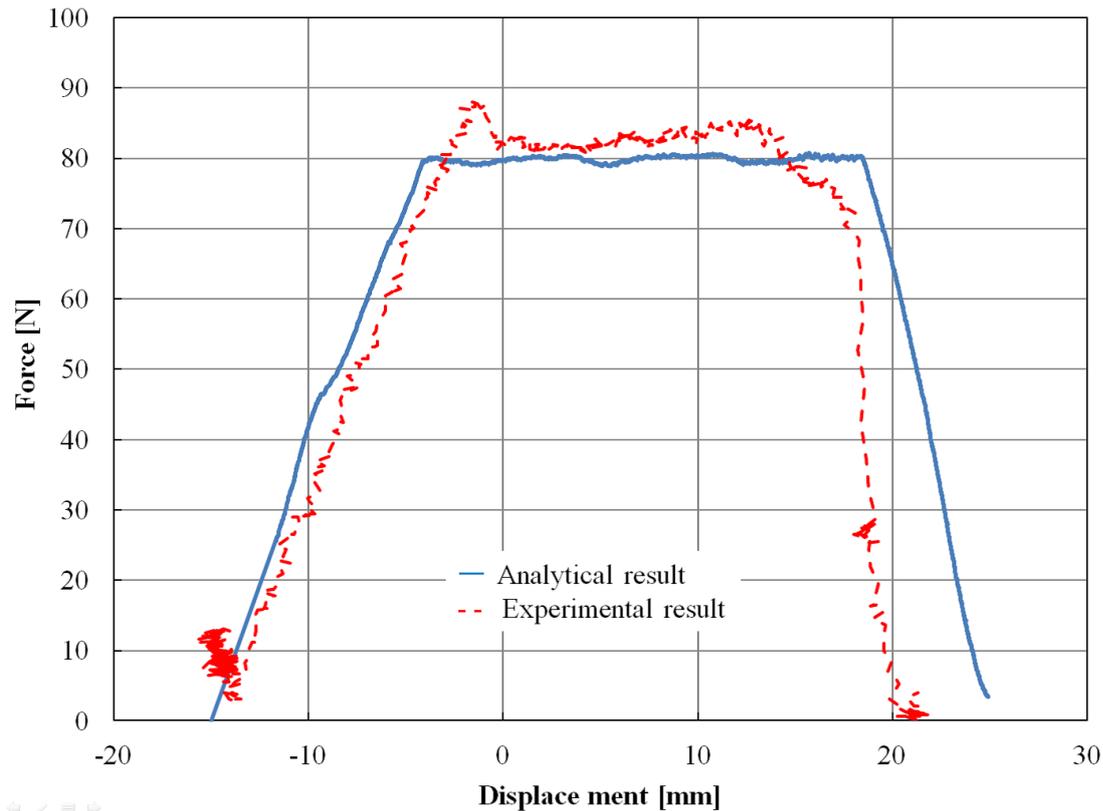


Fig 6.2: Force of novel spring suspended mechanism.

板ばねの塑性変形対策

1次モードで座屈させた板ばねを用いた懸架機構は、その座屈方向を切り替える際に大きく変形する、また、吸着の開始と解除の切り替えのために繰り返し変形を行う。このとき、ばねの一部が弾性変形領域、または許容繰り返し曲げ回数を超えることで、板ばねの塑性変形が起き、ばね懸架機構の懸架力が本来の力と異なる値となる。弾性変形領域は材料で決まり、また変形量は板ばね寸法で決まる。本研究では、ばね材料の選定、および塑性変形を回避する寸法設計は行っていないので、今後これらについて検討する必要がある。

6.2.2 吸盤の課題

吸盤の変形に必要な力

本研究では、負圧の時間変化の導出及び懸架力の導出において、吸盤自体の変形に必要な力は無いものとしている。そのため、検証実験に用いた吸盤材質は柔らかく薄いシリコンゴムをもちいているが、実環境で用いる吸盤は必要強度などの理由から、柔らかく薄い吸盤材質を用いることはできない。そのため、今後は吸盤の変形に必要な力についても検討する必要がある。

壁面作業のための吸盤構造

本論文で提案したばね懸架機構を用いた吸盤は，単純なレバー操作で吸着と解除の切り替えを行う．ただし実際の壁面作業では，壁面作業の内容に合わせた操作のしやすい切り替えや，ゴンドラの動作に連動した切り替えが必要となる．そのため今後は人間による壁面作業やゴンドラの動作等に適した吸着機構全体を開発する．

謝辞

本論文は、著者が立命館大学大学院理工学研究科機械システム専攻生物知能機械学研究室において博士課程後期課程の期間に行った研究成果をまとめたものです。研究では、学内及び学外の皆様に大変お世話になりました。深く感謝の意を表します。

立命館大学理工学部ロボティクス学科教授馬書根先生に心より感謝申し上げます。研究室に在籍してから6年間、先生には大変熱心にご指導頂きました。研究内容や発表方法、研究のまとめ方など大変多くの助言を頂きました。また、国際会議、海外大学との交流会、海外工場の見学など多くの経験をさせて頂きました。深く感謝の意を表します。

立命館大学理工学部ロボティクス学科助教授加古川篤先生に心より感謝申し上げます。研究のご指導、発表のご指導、論文のご指導など、お忙しい中お時間を割いて熱心に協力していただきました。また、何度も研究内容について討論させて頂き、研究を大きく発展させることができました。深く感謝の意を表します。

立命館大学理工学部ロボティクス学科教授野方誠先生には、合同ゼミにて大変お世話になりました。先生に本研究の不明な部分について丁寧なアドバイスを頂き、研究をより発展させることができました。深く感謝の意を表します。

立命館大学理工学部ロボティクス学科教授小澤隆太先生には、合同ゼミ及びDrゼミにて大変お世話になり、また本論文をまとめるにあたり、副査を引き受けてくださいました。先生には様々な角度からのご質問、また研究内容や発表方法、研究者としての姿勢の在り方など大変多くのアドバイスを頂きました。深く感謝の意を表します。

立命館大学理工学部ロボティクス学科教授平井慎一先生には、ばねの構造や板ばねの解析方法、有限要素法、最適化計算、数値計算の理論などについて本当に多くのアドバイスを頂き、また本論文をまとめるにあたり、副査を引き受けてくださいました。深く感謝の意を表します。

立命館大学からは博士課程後期課程研究奨励奨学金を2014年度、2015年度、2016年度にB給付を採択して頂きました。立命館大学の皆様に深く感謝の意を表します。

立命館大学理工学部事務室、学系事務室、リサーチオフィスの皆様には、各種書類の作成や申請などで何度もお世話になりました。深く感謝の意を表します。

立命館大学工作センター職員 弓山都志夫氏、山植肇氏、杉本弘之氏、永山幸一朗氏、浅田敬司氏には大変お世話になりました。構造についてのアドバイスから工作機械取り扱い方法、精度向上のための加工技術などを丁寧に教えて頂き、技術者としても成長する事ができました。深く感謝の意を表します。

共に過ごした生物知能機械学研究室のすべての方々に深く感謝の意を表します。研究内容の指導や多くの協力をして頂きました葛鼎新氏、研究内容の討論や英語の指導をして頂きました Fabian Eugenio Reyes Pinner 氏、田陽氏、研究内容や機械加工

などで何度もお世話になりました松本久宗氏，秘書の重森久美子氏に深く感謝の意を表します。

最後になりましたが，広い心で筆者を支えてくださった家族に深く感謝の意を表します。

参考文献

- [1] 福原 信一郎: “足場のない高所を清掃する「ロープさえあれば上れない建物は無い」”, 日経アーキテクチュア, Vol.677, pp. 35-37, 2000.
- [2] 日本ビソー株式会社: “超高層時代の建物外壁改修工事を支える”, 日本建築仕上学会, Vol. 120, pp. 52-56, 2008.
- [3] 森田 宏: “国土交通省の建設工事における事故防止重点対策とフォローアップ調査の取り組み”, 一般財団法人経済調査会, 2008.
- [4] 朝日新聞「窓ふき作業暗転、宙づり1時間半NY、新・世界貿易ビル」2014年11月13日付夕刊, 2.
- [5] 朝日新聞「橋で作業の2人死亡 漁の男性も不明 各地で強風」2010年12月4日付朝刊, 38.
- [6] 朝日新聞「師走の強風、一時大荒れ 橋から落下2人死亡 最大瞬間風速30.4メートル/富山県」2010年12月4日付朝刊, 29.
- [7] 朝日新聞「工事、きょうから再開 横滑りや風対策 射水・新湊大橋、ゴンドラ転落/富山県」2011年3月30日付朝刊, 17.
- [8] 朝日新聞「新湊大橋落下死、責任者3人不起訴/富山県」2013年11月29日付朝刊, 29.
- [9] 朝日新聞「ゴンドラが落下、作業員男性死亡 神戸のマンション」2013年4月16日付夕刊, 12.
- [10] 朝日新聞「ゴンドラが転落、作業員1人不明 和光、橋の足場解体中/埼玉県」2014年3月18日付朝刊, 29.
- [11] 朝日新聞「ゴンドラが落下し作業員死亡/北海道」2016年11月6日付朝刊, 23.
- [12] 朝日新聞「窓ガラス清掃中に転落死 神戸・兵庫区」2013年8月2日付夕刊, 10.
- [13] 朝日新聞「ビル清掃中に落下、男性死亡 中央区/東京都」2014年11月23日付朝刊, 33.
- [14] 朝日新聞「清掃作業中の男性転落死/愛媛県」2016年1月23日付朝刊, 29.
- [15] 厚生労働省 労働基準局安全衛生部安全課: “平成27年の労働災害発生状況の概要【別添】平成27年労働災害発生状況”, 2016.

- [16] 坂本 光重, 政田 潔, 廣田 昭二: “磁石車輪を用いたゴンドラの開発”, 建設の機械化, Vol. 545, pp.31-35, 1995.
- [17] 矢田 和也, 椎名 肖一: “超高層建設における大型タワークレーンの特殊装置”, 建設の施工企画, Vol. 728, pp.15-18, 2010.
- [18] Hirose, S., Imazato, M., Kudo, Y. and Umetani, Y. : “Internally-balanced magnet unit”, *Advanced Robotics*, Vol. 1, pp. 225-242, 1986.
- [19] 牧 隆浩: “ゴンドラガイドレールと目地”, 建築技術, Vol. 636, pp. 162-165, 2003.
- [20] Moon, S., Hong, D. and Kim, S. : “Building wall maintenance robot based on built-in guide rail”, *Proceeding of the IEEE International Conference on Industrial Technology*, pp. 498-503, Athenian, 2012.
- [21] 八杉 行治, 三谷 宣博, 中村 修: “コンクリート高構造物の保全作業における接近装置の開発～真空吸着車輪ゴンドラ～”, 建設の施工企画, Vol.692, pp. 46-51, 2007.
- [22] 株式会社日本ピスコ: “PISCO Products”, No. PLJ6-01, p286.
- [23] Zhand, H., Zhang, J., Zong, G., Wang, W., and Liu, R. : “The Alicia3 Climbing Robot”, *IEEE Robotics and Automation Magazine*, Vol. 13, pp. 42-50, 2006.
- [24] Zhand, H., Zhang, J., Zong, G., Wang, W., and Liu, R. : “Sky Cleaner 3 A Real Pneumatic Climbing Robot for Glass-Wall Cleaning”, *IEEE Robotics and Automation Magazine*, Vol. 13, pp. 32-41, 2006.
- [25] Hu, B., Wang, L., Fu, Z. and Zhao, Y. : “Bio-inspired miniature suction cups actuated by shape memory alloy”, *International Journal of Advanced Robotic Systems*, Vol. 6, No. 3, pp. 151-160, 2009.
- [26] Ge, D., Matsuno, T., Sun, Y., Ren, C., Tang, Y. and Ma, S. : “Quantitative study on the attachment and detachment of a passive suction cup”, *Vacuum*, Vol. 116, pp. 13-20, 2015.
- [27] Manabe, R. and Suzumori, K. and Ma, S. : “A Functional Adhesive Robot Skin with Integrated Micro Rubber Suction Cups”, *Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 904-909, Minnesota, 2012.
- [28] 株式会社奥田製作所 奥田勝司: “吸盤式固定装置”, 特開平 11-325045, 1999-11-26.
- [29] Denis, N.T.M. and Heppell, T.A. : “Vacuum system design”, *Chapman and Hall*, 1968.
- [30] 堀越 源一, 小林 正典, 堀 洋一郎, 坂本 雄一: “真空排気とガス放出”, 共立出版株式会社, 1995.

- [31] 門 久義, 藤原 良樹, 細川 故延 : “多孔板の抵抗特性”, 日本機械学会論文集, Vol. 50, No. 455, 1984.
- [32] Matsuno, T., Ge, D., Ma, S. and Kakogawa, A. : “Study on air inflow of a passive suction cup”, *Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics*, pp. 1330-1335, Shenzhen, 2013.
- [33] 稲見 昌之 : “ゲルシート製パッキン付吸盤”, 特開平 11-230149, 1999-8-27.
- [34] 株式会社田窪工業所 田窪 芳一 : “吸盤の粘着層形成方法”, 特開平 4-301510, 1992-9-29.
- [35] Hong, Q., Liu, R., and Qu, Y. : “Principle and Application of Underwater Vibration Suction Method”, *Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics*, pp. 1609-1614, Guilin, 2009.
- [36] Miyake, T., Ishihara, H., and Tomino, T. : “Vacuum-based Wet Adhesion System for Wall Climbing Robots”, *Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics*, pp. 1824-1829, Bangkok, 2009.
- [37] 石川島検査計測株式会社 落合 伸年 : “吸盤構造”, 特開平 5-111882, 1993-5-7.
- [38] 鷹巣 征行 : “多孔吸盤による壁面作業ロボットの開発”, 日本建築学会構造系論文集, Vol. 52, No. 6, pp. 88-95, 1999.
- [39] トーヨー産業株式会社 荒井 利光 : “ガラス板折り用吸盤装置”, 実開平 5-96029, 1993-12-27.
- [40] 久保田 浪之介 : “流れ学入門”, 日刊工業新聞社, 2003.
- [41] 大村 平 : “方程式のはなし”, 株式会社 日科技連出版社, 1977.
- [42] Jean-Pierre Tignol : “代数方程式のガロアの理論”, 共立出版株式会社, 2005.
- [43] U.M. アッシャー, L.R. ペツォルド : “常微分方程式と微分代数方程式の数値解法”, 株式会社 倍風館, 2006.
- [44] 荒井 正治 : “微分積分学”, 学術図書出版社, 2006.
- [45] 松野 孝博, 馬 書根, 加古川 篤 : “飛び移り座屈現象を利用した吸着持続可能な板バネ懸架吸盤の開発”, 日本機械学会論文集, Vol. 83, No. 845, 2016.
- [46] Hubbard, M. : “An Iterative Numerical Solution for the Elastica With Causally Mixed Inputs”, *ASME Journal of Applied Mechanism*, Vol. 45, pp. 32-36, 1978.
- [47] 川井 忠彦 : “座屈問題解析”, 株式会社 倍風館, 1974.
- [48] 藤井 文夫, 大崎 純, 池田 清宏 : “構造と材料の分岐力学”, コロナ社, 2005.

- [49] Qiu, J., Lang, J. and Slocum, A. : “A Curved-Beam Bistable Mechanism”, *Journal of micro electro mechanical systems*, Vol. 13, No.2, pp. 137-146, 2004.
- [50] Schioler, T. and Pellegrino, S. : “Space Frames with Multiple Stable Configurations”, *AIAA Journal*, Vol. 45, No.7, pp. 1740-1747, 2007.
- [51] 伊藤 智啓, 川嶋 紘一郎 : “弾塑性アーチの面内非対称飛び移り座屈の実験”, *日本機械学会論文集*, Vol. 55, No. 510, pp. 266-272, 1989.
- [52] 戸田 盛和 : “楕円関数入門”, 日本評論社, 1976.
- [53] 安藤 四朗 : “楕円積分・楕円関数入門”, 日新出版, 1970.
- [54] カール G.J. ヤコビ : “ヤコビ楕円関数原論”, 講談社, 2012.
- [55] 下関 正義, 早坂 善広 : “RBSM 法による板ばねの解析”, *ばね論文集*, No. 29, pp. 12-18, 1984.
- [56] 日本ばね学会 : “ばね 第4版”, 丸善株式会社, 2008.
- [57] ばね技術研究会 : “ばねの有限要素法解析”, 日刊工業新聞社, 1997.
- [58] Wakamatsu, H., Hirai, S. and Iwata, K. : “Static analysis of deforming operations in manipulation of flexible thin objects”, *The Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 63, pp. 1102-1109, 1997.
- [59] 平井 慎一 : “機械システム学のための数値計算法”, コロナ社, 2008.
- [60] Wakamatsu, H., Arai, E., and Hirai, S. : “Knotting/Unknotting Manipulation of Deformable Linear Objects”, *The International Journal of Robotics Research*, Vol. 25, No. 4, pp. 371-395, 2006.
- [61] 小出 昭一郎 : “解析力学”, 岩波書店, 1983.
- [62] Mochiyama, H., Kinoshita, A. and Takasu, R. : “Impulse force generator based on snap-through buckling of robotic closed elastica: analysis by quasi-static shape transition simulation”, *Proceeding of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pp. 4583-4589, Tokyo, 2013.
- [63] 薄板ばね強度委員会 : “薄板ばねの特性評価法に関する研究”, *ばね論文集*, No. 31, pp. 76-112, 1986.
- [64] 渋谷 陽二 : “塑性の物理 素過程から理解する塑性力学”, 森北出版株式会社, 2011.
- [65] 日比野 文雄 : “曲げ変形の物理学”, 裳華房, 2010.
- [66] Matsuno, T. and Ma, S. : “Real time prediction of suction cup’s negative pressure decrement without previous measurement of air inflow speed”, *Proceeding of the IEEE International Conference on Real-time Computing and Robotics*, pp. 105-110, Siem Reap, 2016.

- [67] 日本ばね学会：“用途別ばねの紹介”，有限会社 デザインスタジオ M, 2010.
- [68] Walter Christie：“Suspension for vehicles”，Application filed April 30, 1928, US1836446A.
- [69] 松野 孝博，馬 書根：“板ばねとクリスティー式サスペンションを用いた双方向安定性を有する定荷重機構の開発”，日本ばね学会 2016 年秋季ばね及び復元力応用講演会講演論文集, p. 36, 京都, 2016.
- [70] 牧野 洋，高野 政晴：“機械運動学”，コロナ社, 1978.
- [71] 稲田 重男，森田 鈞：“大学課程 機構学”，オーム社, 1966.
- [72] 山川 出雲：“機構学”，朝倉書店, 1972.
- [73] 牧野 洋：“自動機械機構学”，日刊工業新聞社, 1976.

研究業績

学術誌

- [1] 松野孝博, 馬書根, 加古川篤: “飛び移り座屈現象を利用した吸着持続可能な板バネ懸架吸盤の開発” 日本機械学会論文集, Vol.83, No.845, 2016.
-
- [2] Dingxin Ge, Takahiro Matsuno, Yi Sun, Chao Ren, Yongchen Tang and Shugen Ma: “Quantitative Study on the Attachment and Detachment of a Passive Suction Cup.” *Vacuum*, vol. 116, pp13-20, 2015.

査読付き国際会議

- [1] Takahiro Matsuno and Shugen Ma: “Design of spring-suspended suction cup based on the air inflow change with inside negative pressure,” *Proceeding of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Daejeon, Korea, pp. 5764–5769, 2016.
- [2] Takahiro Matsuno and Shugen Ma: “Real time prediction of suction cup’s negative pressure decrement without previous measurement of air inflow speed,” *Proceeding of the IEEE International Conference on Real-time Computing and Robotics*, Siem Reap, Cambodia, pp. 105–110, 2016.
- [3] Takahiro Matsuno Dingxin Ge, Shugen Ma and Atsushi Kakogawa: “Study on Air Inflow of a Passive Suction Cup,” *Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics*, Shenzhen, China, pp. 1330–1335, 2013.
- [4] Takahiro Matsuno, Atsushi Kakogawa and Shugen Ma: “Development of a Suction Cup with a Disc Spring,” *Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Karlsruhe, Germany, pp. 1362–1367, 2013.
-
- [5] Dingxin Ge, Chao Ren, Shugen Ma and Takahiro Matsuno: “Guide Rail Design for a Passive Suction Cup based Wall-Climbing Robot,” *Proceeding of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Daejeon, Korea, pp. 5776–5781, 2016.

国内会議

- [1] 松野孝博, 馬書根: “板ばねとクリスティ-式サスペンションを用いた双方向安定性を有する定荷重機構の開発,” 日本ばね学会 2016 年度秋季ばね及び復元力応用講演会講演論文集, 京都タワーホテル, 京都, 2016.
 - [2] 松野孝博, 馬書根: “吸着維持可能な受動吸盤の板ばね接触点の導出,” 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会 2015 講演論文集, 京都市勧業館, 京都, 1P2-A09, 2015.
 - [3] 松野孝博, 馬書根: “受動吸盤内への空気流入量の推定,” 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会 2014 講演論文集, 富山市総合体育館, 富山, 1P1-A08, 2014.
 - [4] 松野孝博, 馬書根: “壁面移動のための受動吸盤の開発,” 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会 2013 講演論文集, つくば国際会議場, 茨城, 1A1-R06, 2013.
 - [5] 松野孝博, 馬書根: “壁面移動ロボットのための受動吸盤の開発,” 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会 2012 講演論文集, アクトシティ浜松, 静岡, 2P1-L07, 2012.
-
- [6] Yang Tian, Takahiro Matsuno and Shugen Ma: “Implementation of Integrating a Scan-matching based SLAM into a Snake-like Robot under Robot Operating System,” 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会 2016 講演論文集, パシフィコ横浜, 神奈川県, 1P2-A09, 2016.
 - [7] 唐利旺, 葛鼎新, 松野孝博, 馬書根: “受動吸盤を用いた壁面移動ロボットの安定走行のためのガイドレール設計,” 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会 2015 講演論文集, 京都市勧業館, 京都, 1P2-A05, 2015.
 - [8] 吉田佑, 松野孝博, 馬書根: “壁面移動ロボットの吸着安定のための支持尾設計,” 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会 2012 講演論文集, アクトシティ浜松, 静岡, 2P1-L06, 2012.

賞罰

- [1] 最優秀ポスター賞 (上記国内会議 [1] に対して), 2016.
- [2] Best student paper award Finalist (上記査読付き国際会議 [2] に対して), 2016.
- [3] 2014 年度立命館大学大学院リサーチプロポーザルコンテスト 敢闘賞, 2014.
- [4] 2013 年度立命館大学大学院リサーチプロポーザルコンテスト 敢闘賞, 2013.

付録 A 吸盤への空気流入量

本章では，吸盤の吸着力変化に必要な空気流入量の推定方法について述べる [32].

A.1 空気流入量関数の推定方法

2つの空間に圧力差があり気体の流れが生じるとき，気体の単位時間当たりの移動体積は，圧力差と気体の通過経路の形状から推定される [29]. しかし，吸盤に用いられる材質は平坦な弾性体であるため，吸盤と壁面の隙間にできる気体の通過経路の特定は困難である．また，その通過経路は複雑な形状をしているため，解析的な計算やモデル化なども現実的ではない．そのため実際に吸盤を吸着させ，実験的に空気流入量関数を推定する [45]. ただし，空気流入量を直接計測することは不可能なため，本研究では吸盤の負圧の時間変化及び吸盤体積から空気流入量関数を推定する．

まず，吸盤の負圧を P_m ，計測するサンプリングタイムを Δt として計測を行う．ただし， P_m は，吸着開始から m 番目に計測した負圧とする． $m \times \Delta t$ [s] 後の吸盤内部にある空気の標準体積を $V_{m\text{stn}}$ としたとき， $V_{m\text{stn}}$ は式 (A.1) より推定される．

$$V_{m\text{stn}} = \frac{VP_m}{P_n} \quad (\text{A.1})$$

吸着開始から $m \times \Delta t$ [s] 後の，吸盤への空気流入量 v_m は式 (A.2) より得られる．

$$v_m \approx \frac{V_{m\text{stn}} - V_{(m-\Delta t)\text{stn}}}{\Delta t} \quad (\text{A.2})$$

計測した負圧 P_m の時間変化及び式 (A.1) - (A.2) から得られる空気流入量の時間変化より，空気流入量関数が近似的に求められる．この結果を多項式へ近似し $v = f_v(P)$ としたものを，計算における空気流入量関数として用いる．

A.2 空気流入量関数に関する要素

前節で提案した空気流入量関数の推定方法を用いて，各吸盤パラメータ・吸着環境と空気流入量の関係性を明確にする．本実験に用いる吸盤を以下の表 A.1 に示す．なお，以下の吸盤は全て吸着開始時にレバー操作により吸盤の中心部分を持ち上げて体積を大きくし，その後カム機構のロックによりその体積を維持するカム懸架機構を用いた吸盤である．この時の吸盤の中心部分の高さを，持ち上げ高さとして定義し，吸着中吸盤の体積 V は変化しないものと仮定する．

Table A.1: Suction cups for experiment of measuring air inflow speed

	Diameter of suction cup	Pulling height	Material
(1)	ϕ 200mm	9mm	Silicon sheet
(2)	ϕ 120mm	9mm	Silicon sheet
(3)	ϕ 70mm	9mm	Silicon sheet
(4)	ϕ 200mm	6mm	Silicon sheet
(5)	ϕ 200mm	3mm	Silicon sheet
(6)	ϕ 200mm	9mm	Natural rubber
(7)	ϕ 200mm	9mm	Sponge sheet

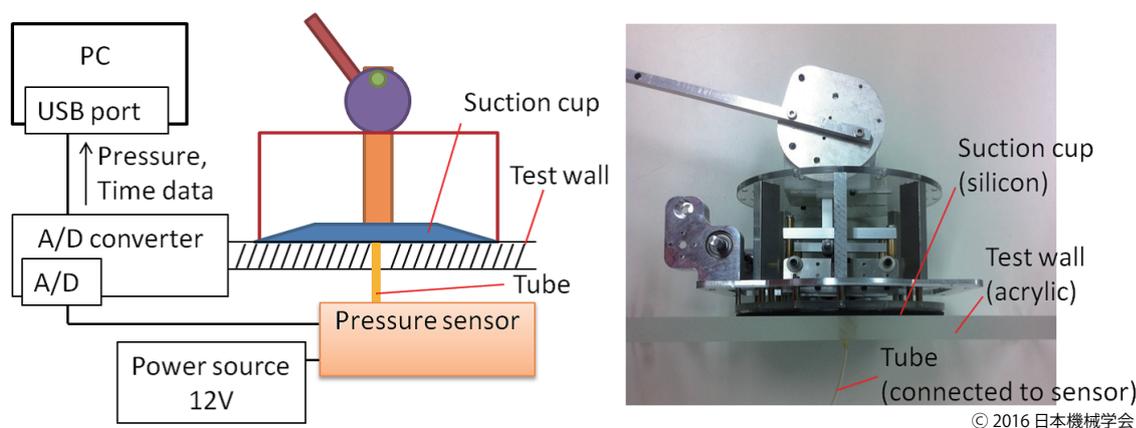


Fig A.1: Measurement setup for estimation of air inflow speed equation[45].

本計測を行うための実験装置を図 A.1 に示す。天板に空気流入量関数を推定したい壁面、または同等の板材が設置されており、その中心部分に計測用の穴が開けてある。本計測では表面が平坦な新品の亚克力板を用いる。その穴と圧力センサがチューブで接続されており、吸盤内部の圧力を直接計測することが可能である。圧力計測には圧力センサ (AP34A, Keyence, Japan) を用いる。また、大気圧 P_n は計測直前に得られた値を用いる。計測のためのサンプリングタイム Δt は 1ms とする。

吸盤サイズと空気流入量の関係

本項では表 A.1 に示す (1)-(3) の吸盤を用いて、吸盤サイズと空気流入量の関係を実験より明確にする [32]。圧力変化の計測結果を図 A.2 に示す。また空気流入量関数の推定結果を図 A.3 に示す。吸盤の直径が変化しても圧力差と空気流入量の関係は変化していないため、吸盤サイズと吸気流入量には関係性がないと言える。

吸盤の持ち上げ高さで空気流入量の関係

本項では表 A.1 に示す (1)(4)(5) の吸盤を用いて、吸盤の持ち上げ高さで空気流入量の関係を実験より明確にする。圧力変化の計測結果を図 A.4 に示す。また空気流入量関数の推定結果を図 A.5 に示す。吸盤の持ち上げ高さが変化しても圧力差と空

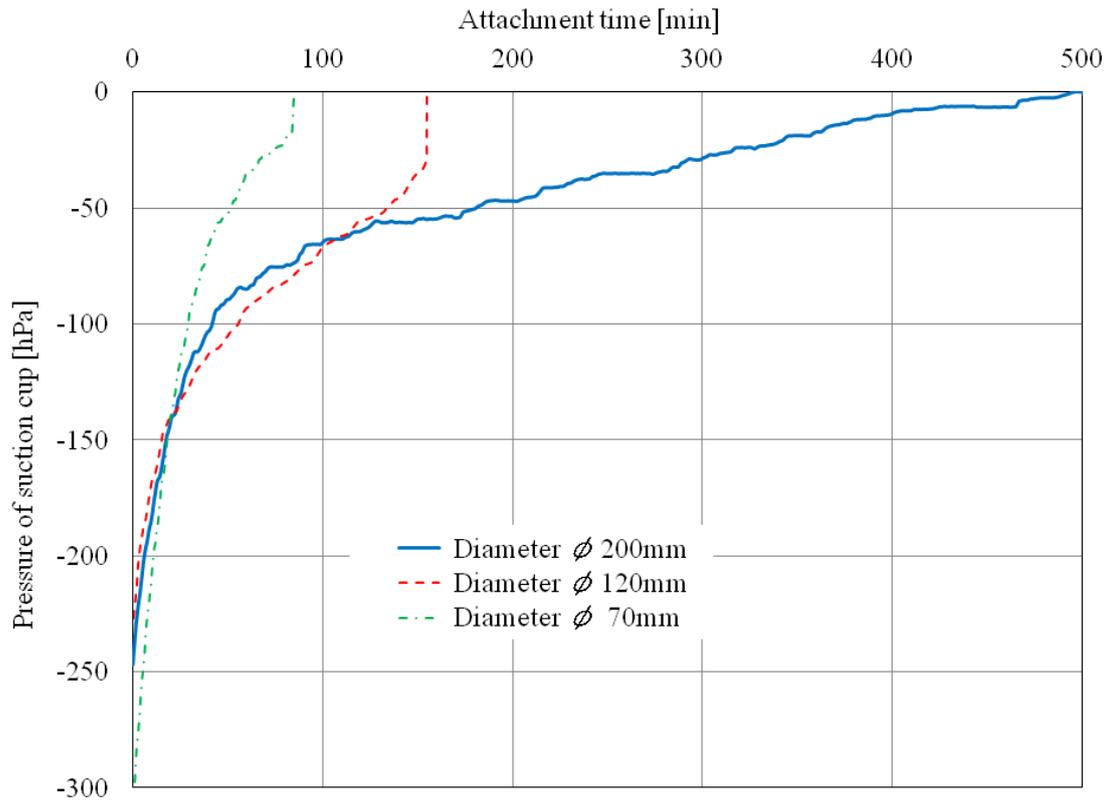


Fig A.2: Pressure decrement with different diameter suction cups.

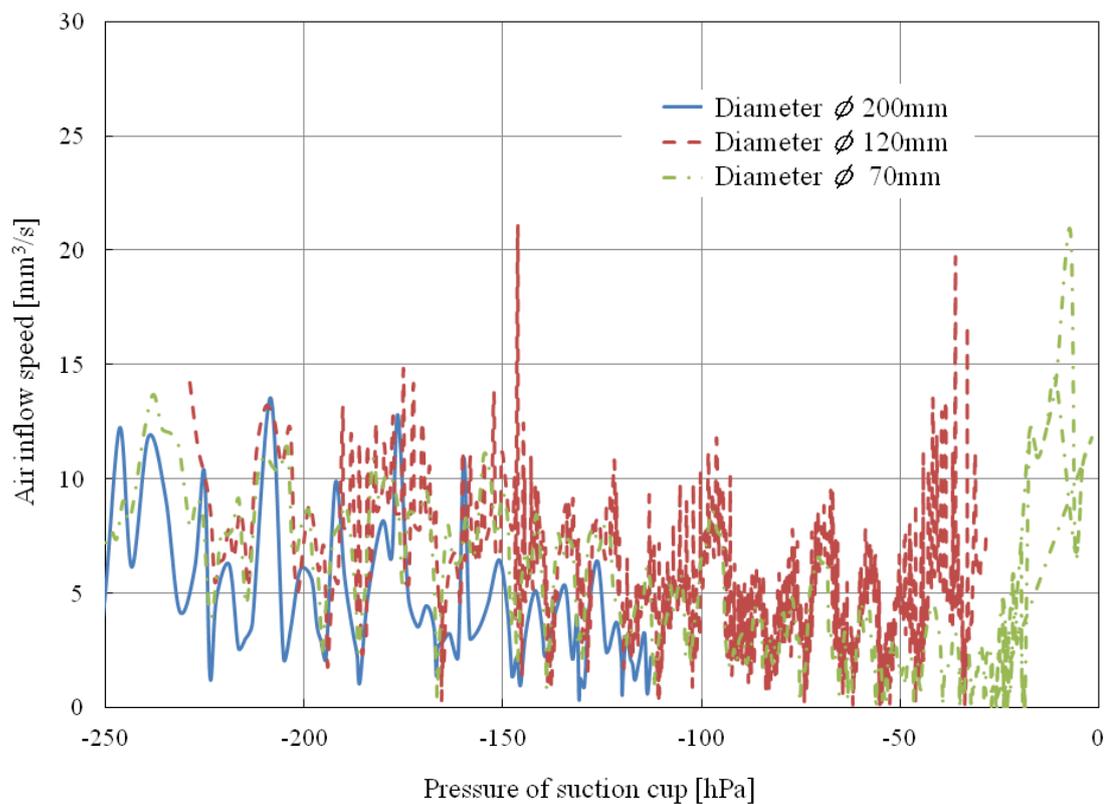


Fig A.3: Relationship between air inflow speed and pressure.

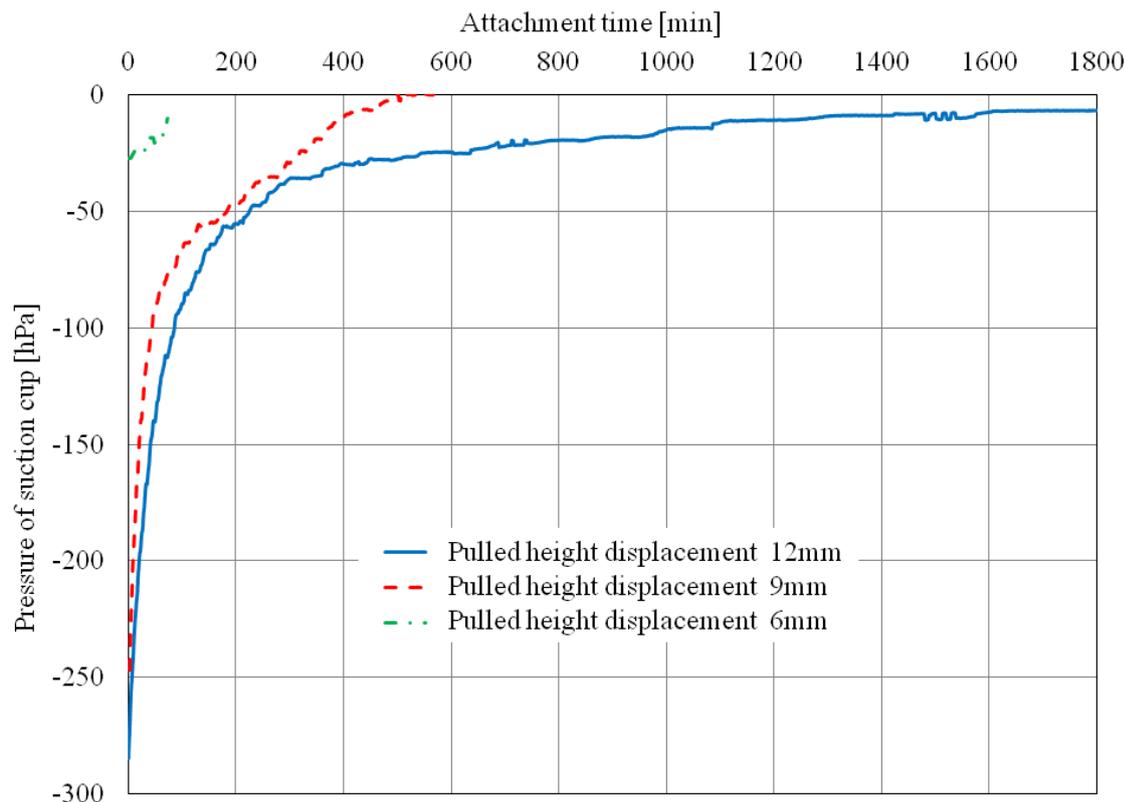


Fig A.4: Pressure decrement in different pulled height displacement case.

気流入量の関係は変化していないため、吸盤の持ち上げ高さとは関係性がないと言える。

吸盤材質と空気流入量の関係

本項では表 A.1 に示す (1)(6)(7) の吸盤を用いて、吸盤材質と空気流入量の関係を実験より明確にする。圧力変化の計測結果を図 A.6 に示す。また空気流入量関数の推定結果を図 A.7 に示す。計測結果より、天然ゴムの吸盤とシリコンゴムの吸盤の空気流入量のグラフを比較すると、天然ゴムの空気流入量のほうが全圧力において上回っていることが確認できる。同様にスポンジシートの吸盤においても明確に他の二つと違う空気流入量を示しており、吸盤の材質で吸盤への空気流入量が大きく異なることが確認できる。

吸着環境と空気流入量関数の関係

本項では表 A.1 に示す (1) を用いて、吸盤表面と壁面間の状態と空気流入量関数の関係を実験より明確にする。本実験では以下に示す 3 種類の状態を用意した。

1. 吸盤表面と壁面間に粉塵がある状態
2. きれいに清掃された状態

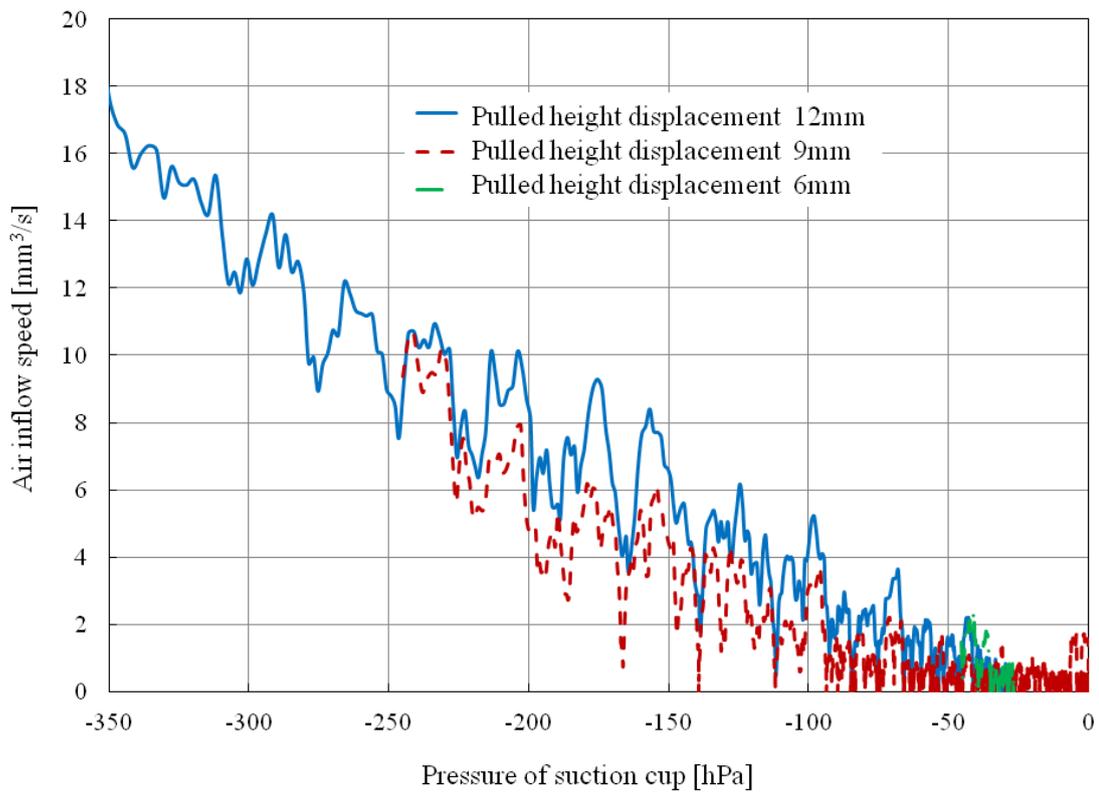


Fig A.5: Relationship between air inflow speed and pressure.

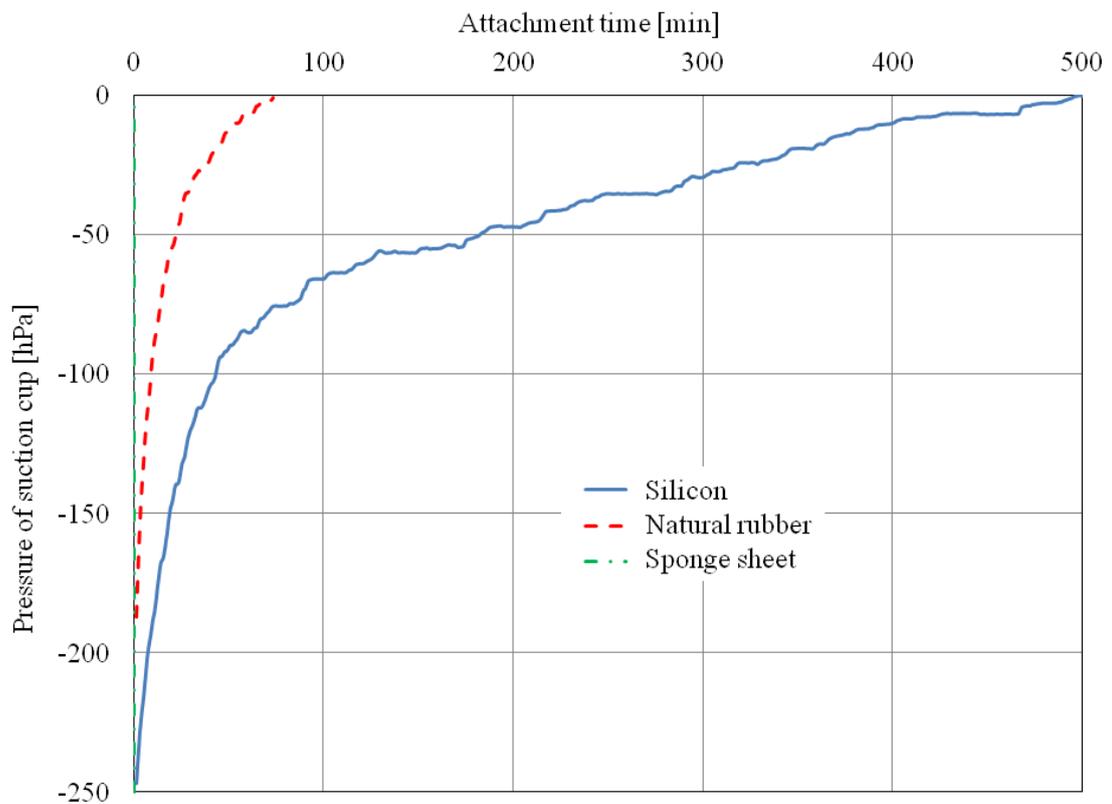


Fig A.6: Pressure decrement in different material case.

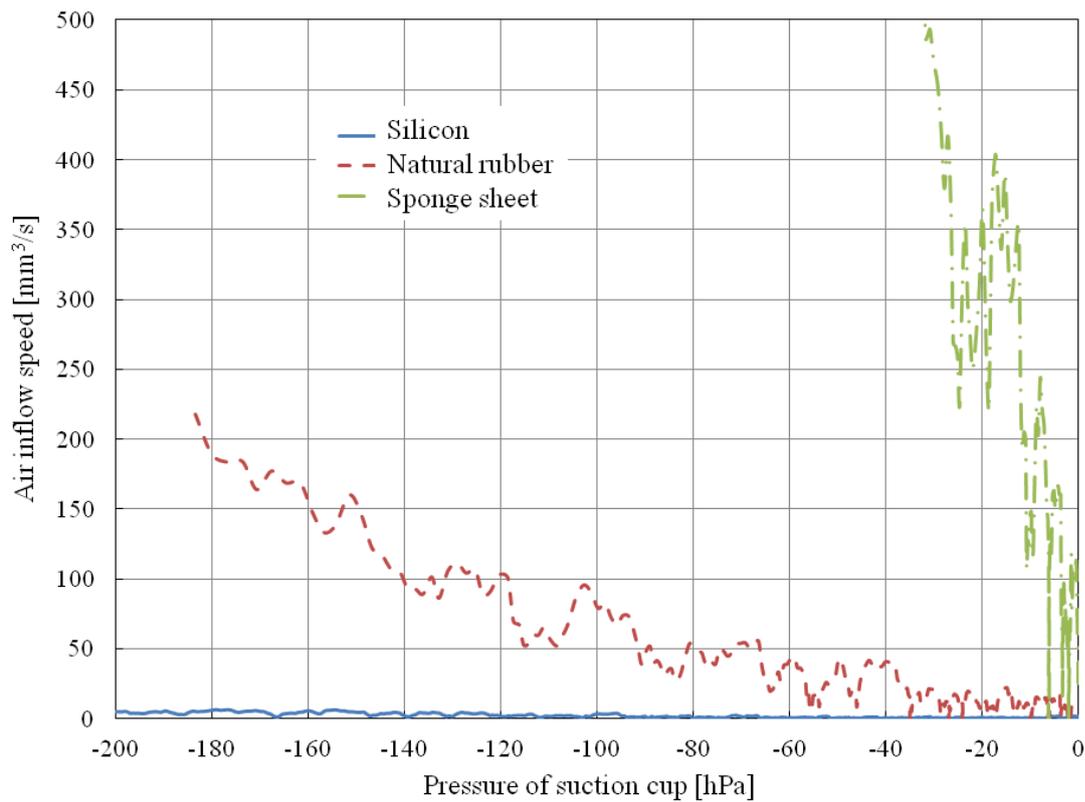


Fig A.7: Relationship between air inflow speed and pressure.

3. 吸盤表面と壁面の間にアルコールを充填した状態

圧力変化の計測結果を図 A.8 に示す。また空気流入量関数の推定結果を図 A.9 に示す。計測結果より、吸盤表面と壁面の間にアルコールを充填した状態のとき、空気流入量関数は全ての圧力において他の二つの状態より下回っている。吸盤表面と壁面の間の状態が変わることで吸盤への空気流入量関数が大きく異なることが確認できる。

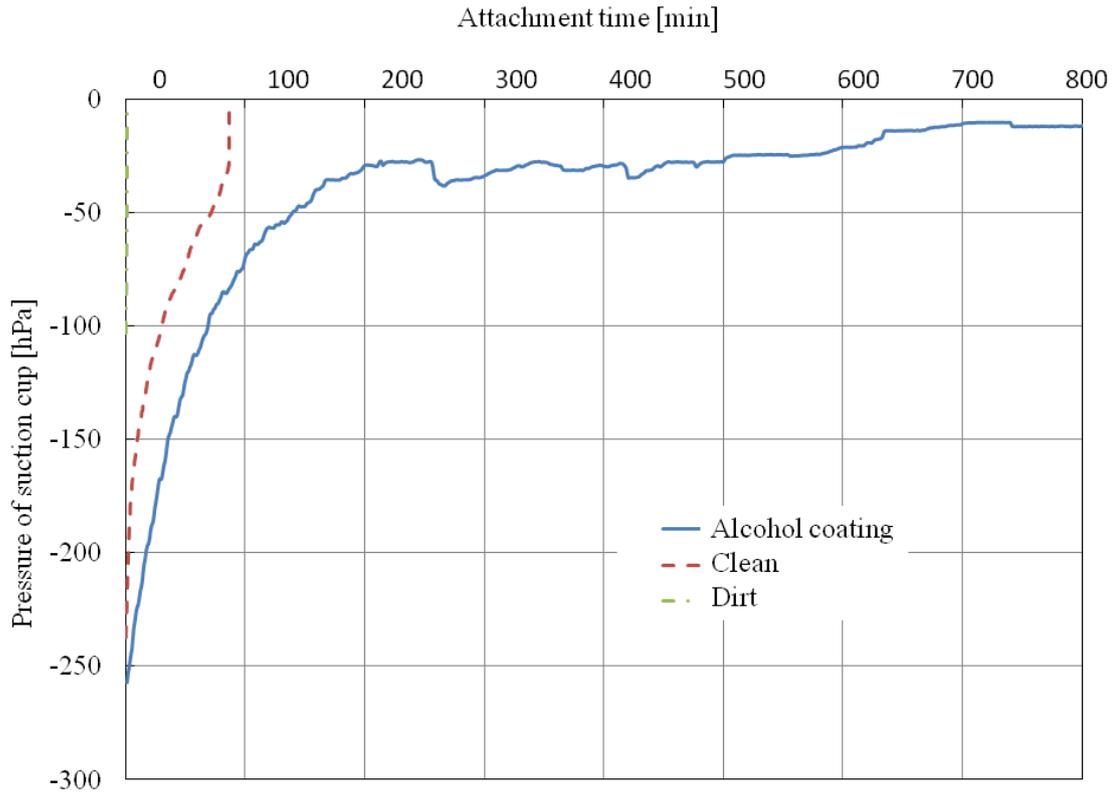


Fig A.8: Pressure decrement in different environment case.

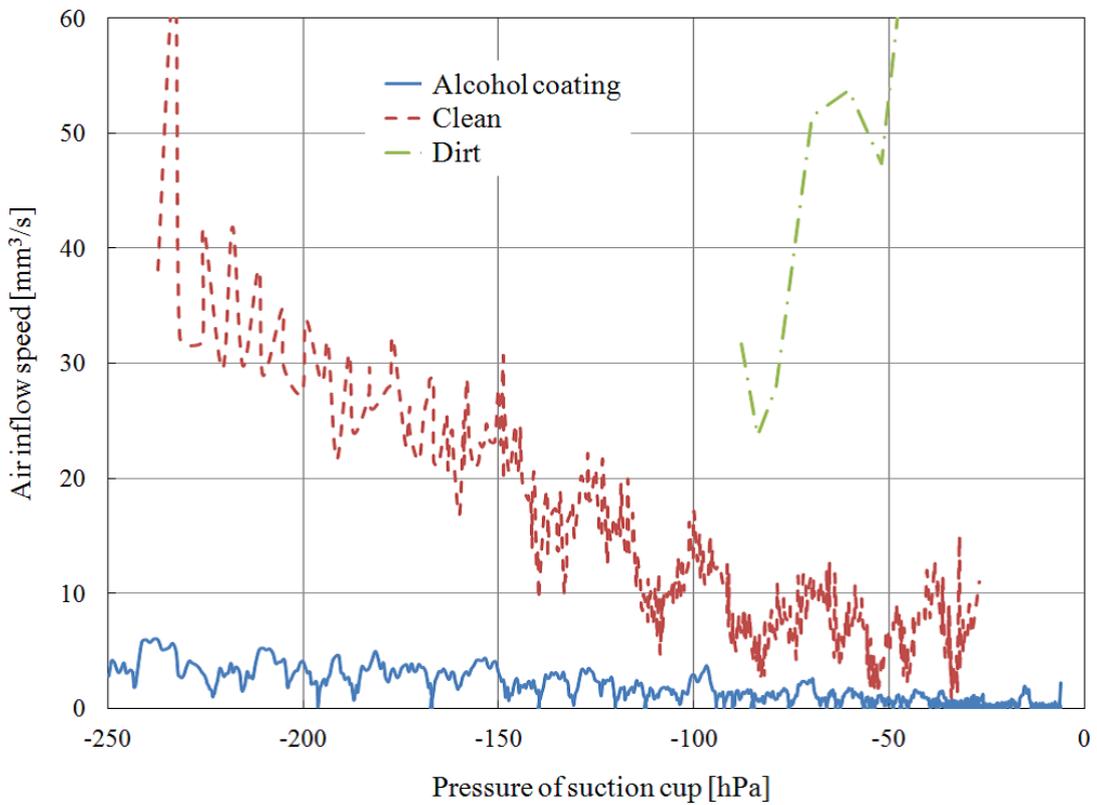


Fig A.9: Relationship between air inflow speed and pressure.

付録B 吸着中の負圧変化予想

本章では，第5章で示した吸盤の吸着中に残りの負圧変化を予想するための，空気流入量関数の推定に用いる多項式の次数の決定，及び提案する予想方法の精度について述べる．

B.1 空気流入量推定に用いる多項式の選択

本項では空気流入量関数推定に用いる多項式の次数を決定する．本検証では全ての予想時の条件を等しくするために，あらかじめ実測した吸盤の負圧減衰のデータを用意する．そのデータの $t=0$ から吸着途中までのデータを式 (5.1) に挿入し，式 (5.2)-(5.8) を用いて，式 (5.1) に挿入したデータ以降の負圧減衰を疑似的に予想させる．

図 B.1 に本項で用いる吸盤負圧減衰の計測結果を示す．この計測結果はカム懸架機構を用いた吸盤の負圧変化である．負圧計測はサンプリングタイム 1s で計測して

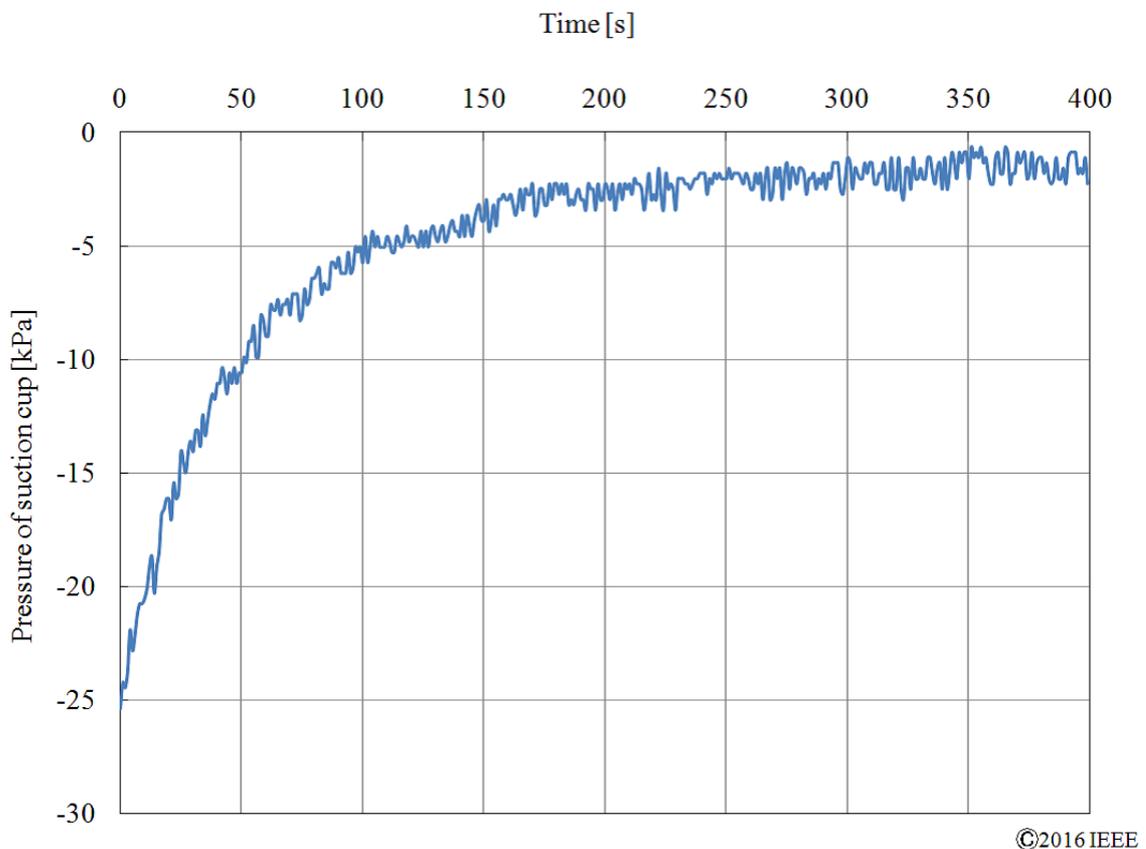


Fig B.1: Actual measured data of negative pressure decrement for evaluation[66].

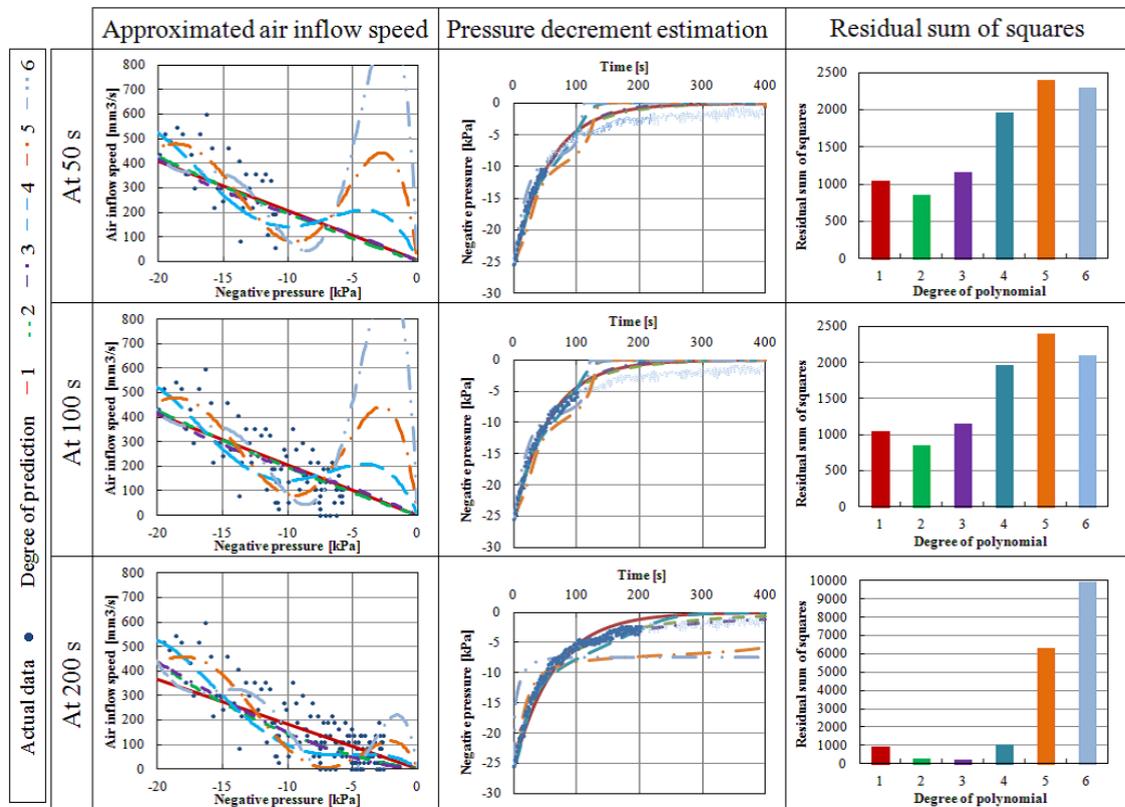
いる。吸盤は 0-399s 間吸着した。この内の 0-50s, 0-100s, 0-200s の範囲に得られ負圧のデータを用いて、範囲外の空気流入量関数の推定及び負圧減衰の予想をする。

空気流入量関数推定に用いる多項式を 1 次式から 6 次式の 6 通りで行い、各予想結果を真値との残差平方和を式 (B.1) で評価する。 P_{act_i} を用意した実測値の i s における負圧とする。また i は 0 から 399 であるため、その区間を総和している。

$$\sum_{i=0}^{399} (p_{i_{est}} - p_i)^2 \tag{B.1}$$

図 B.2(a) に推定した吸盤の空気流入量を示す。青の点は実際の計測結果から得られる空気流入量のデータである。それら以外の線は多項式近似を用いて、計測範囲外の空気流入量を推定したものである。また、図 B.2(b) に (a) の近似結果を用いて推定した吸盤の負圧変化を示す。最後に図 B.2(c) に式 (B.1) の通り求めた残差平方和の値を示す。

0-50 および 0-100s のデータを用いて負圧減衰を予想した場合、2 次式で空気流入量を推定した時が最も残差平方和が小さくなっている。また、0-200s のデータを用いて負圧変化を推定した場合、3 次式で空気流入量を予想した時が最も残差平方和が小さくなっている。いずれの場合でも、流入量を線形で近似した場合、負圧減衰の予想結果が実際と異なることが (b)(c) より確認できる。(a) より実際の流入量は線形よりも下に凸の形状であるが、線形では近似できないため誤差が大きくなる。また、いずれの場合でも、多項式の次数を増やした場合、負圧減衰の予想結果が実際



(a)

(b)

(c)

©2016 IEEE

Fig B.2: Evaluation of order for estimation negative pressure decrement[66].

と異なることが(b)(c)より確認できる。(a)より多項式の次数を増やした場合、オーバーフィッティングにより大きく発散している事が確認できる。以上より、多項式は2次、3次を用いた場合が良い結果を示した。ただし、疑似逆行列および負圧減衰の数値計算の過程で、次数は少ないほうが計算が速くなる。よって本研究では2次式を用いて計測範囲外の空気流入量を推定する。

空気流入量関数推定に2次の多項式を用いた時の、負圧減衰予想実験を図B.3に示す。本実験では、カム懸架機構を用いた吸盤で行っており、カムによる吸盤上面の持ち上げ高さは10mm、吸盤材質は天然ゴム、壁面は十分に清掃された鉄板であり垂直壁面である。吸盤の中部が圧力計と接続されている。安全のために吸盤は、たるませたワイヤーで天井と繋げられており、落下しても地面と衝突しない。吸盤には負荷として2.5kgの重りが掛けられている。図B.3は吸着中の様子を6段階で示したものである。各図のモニターに示すグラフは負圧計測の結果(青線)、及び吸着中に予想した負圧の減衰(赤線)、また比較のために表示される10s前に予想した負圧の減衰(緑線)である。グラフは横軸が時間 $t[s]$ であり、縦軸が負圧 $P[MPa]$ を示す。

以下に図B.3の各部を解説する。

- (1) 吸盤を図中左上垂直壁面に吸着させた数秒後である。この段階では予測が負の方向へ発散しており、予測値として不適切である。
- (2) 吸着開始から75sの様子である。予想値(赤線)及び10s前の予想値(緑線)を比較すると僅かに差があり、収束した予想値ではない。
- (3) 吸着開始から150sの様子である。この段階で予想値が安定した。吸盤の摩擦係数及び面積から予想した吸盤の落下時間を矢印で横軸上に示す。
- (4) 吸着開始から400sの様子である。時間経過に伴い、負圧の実測値(青線)が予想値(赤線)に沿って伸びていることが確認できる。
- (5) 吸着開始から700sの様子である。(4)と同様に時間経過に伴い、負圧の実測値(青線)が予想値(赤線)に沿って伸びていることが確認できる。
- (6) 吸盤落下の瞬間を示す。垂直壁面上に吸着していた吸盤が、落下の予想時間と同じタイミングで落下していることが確認できる。

以上の検証実験より、負圧減衰予想に用いる多項式の次数は2が適切であることが確認できた。

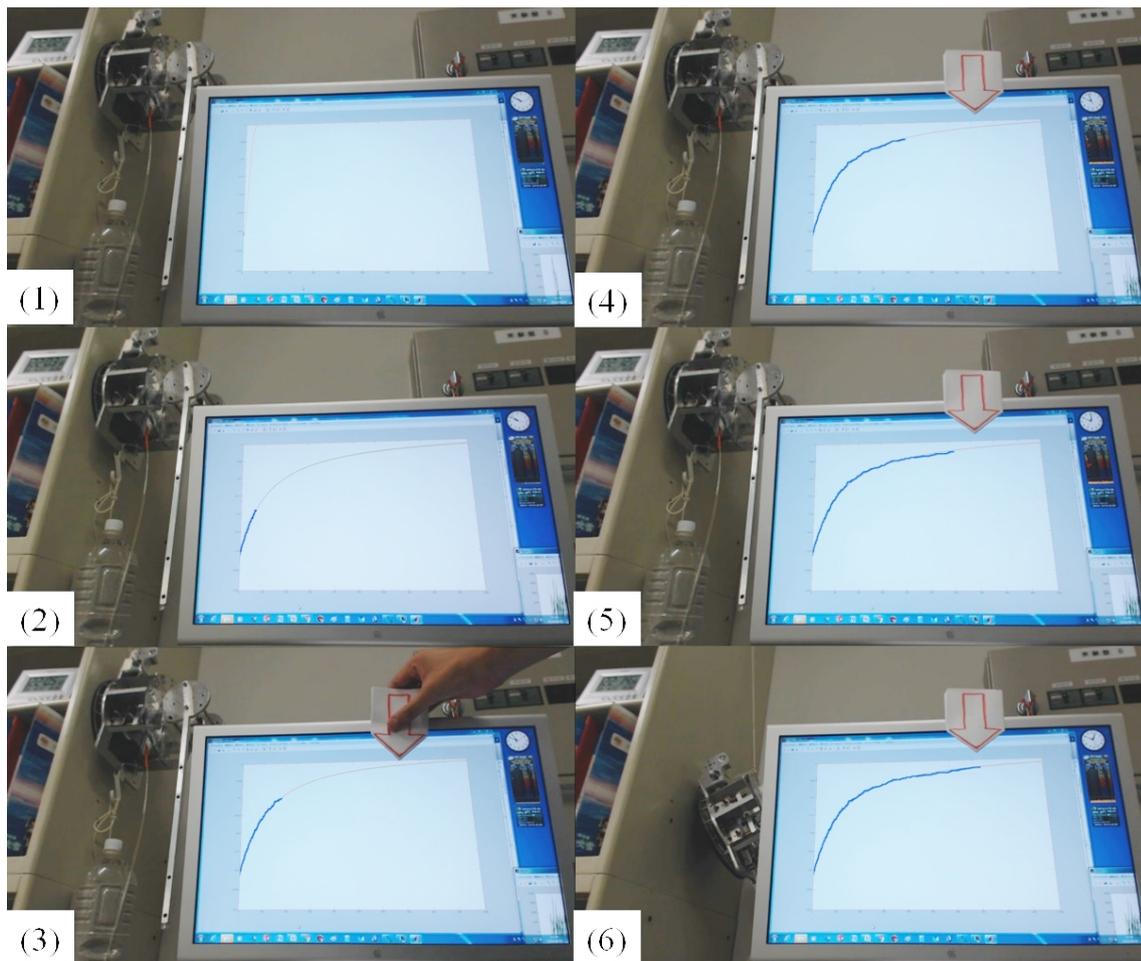


Fig B.3: Prediction of negative pressure decrement.

B.2 負圧変化予想の予測精度検証

提案した予測方法の予測精度を検証するために、異なる環境で負圧減衰の予想実験を行う。本実験で使用されるのは、表 B.1 に示すカム懸架機構を用いた吸盤である。カム懸架機構は吸着中にその持ち上げ高さが変化しないため、吸着中に吸盤の体積が変化しないと仮定し、 V の値を固定値とする。また、以下に示す 4 種類の環境で、それぞれ 4 回ずつ負圧減衰の予想実験を行う。

1. グリス塗布壁面
2. 平坦な鉄製壁面
3. 0.1mm の段差を有する壁面
4. 0.2mm の段差を有する壁面

以上の全予測結果を式 (B.2) 及び式 (B.3) に示す評価方法で比較する。 T_{pre} を予測値収束に要した時間、 T_a を吸盤の吸着時間とし、式 (B.2) は予測値収束までに要した時間を評価している。 ψ_{p1} に示す値が小さいほど予測値収束までの時間が早く、効果的な予想が可能である。反対に ψ_{p1} に示す値が 1 に近いほど、予測値収束の時間が吸着の終了間近であり、無意味な予想となる。また、予測値収束時の空気流入量推定多項式の係数を $a_{i_{conv}}$ 、実際の値を $a_{i_{true}}$ とし、式 (B.3) は予測精度を表している。 ψ_{p2} に示す値が小さいほど、予測値収束時の予想結果の精度が高いことを意味する。

$$\psi_{p1} = \frac{T_{pre}}{T_a} \quad (B.2)$$

$$\psi_{p2} = \left| \frac{a_{i_{conv}} - a_{i_{true}}}{a_{i_{true}}} \right| \quad (B.3)$$

式 (B.2) による評価の比較結果を図 B.4 に示す。図 B.4 の実験結果から確認できる通り、吸着時間が短い環境で本推測システムを用いると、全吸着時間の約 7 割程度経過しなければ推測結果が安定しない。対して吸着時間が長い環境では全吸着時間の 2 割の時間で安定した推測結果が得られる。

次に予測の精度について評価する。収束時間での推定空気流入量の係数、及び真値を式 (B.3) に従って比較した結果を図 B.5 に示す。

図 B.5 から確認できる通り、短い吸着時間では予測結果の誤差が少ない。反対に長い吸着時間では予測結果の誤差が大きくなる。想定される原因は吸着中の環境の変化である。図 B.6 に吸着時間が 9000s 以上の吸盤での推定結果を示す。本推定結果では 1530s 以降は全て式 4 に示す収束条件を満たしているが、徐々に値が変化しており、図 B.7 に示す通り圧力の真値と推測値が一致していない。これは吸着中に環境が変化しているためだと考えられる。

Table B.1: Suction cups for experiment of prediction

Diameter of suction cup	Pulling height	Material
ϕ 200mm	12mm	Natural rubber

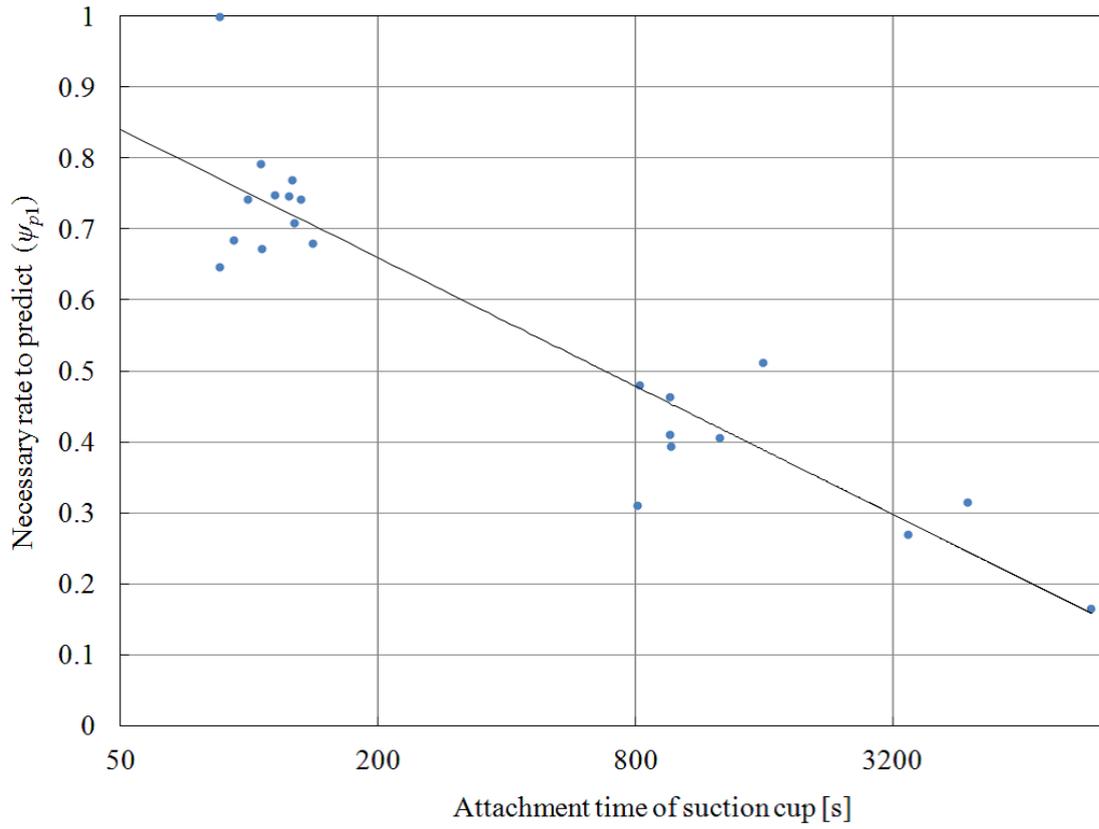


Fig B.4: Comparison result of ψ_{p1} .

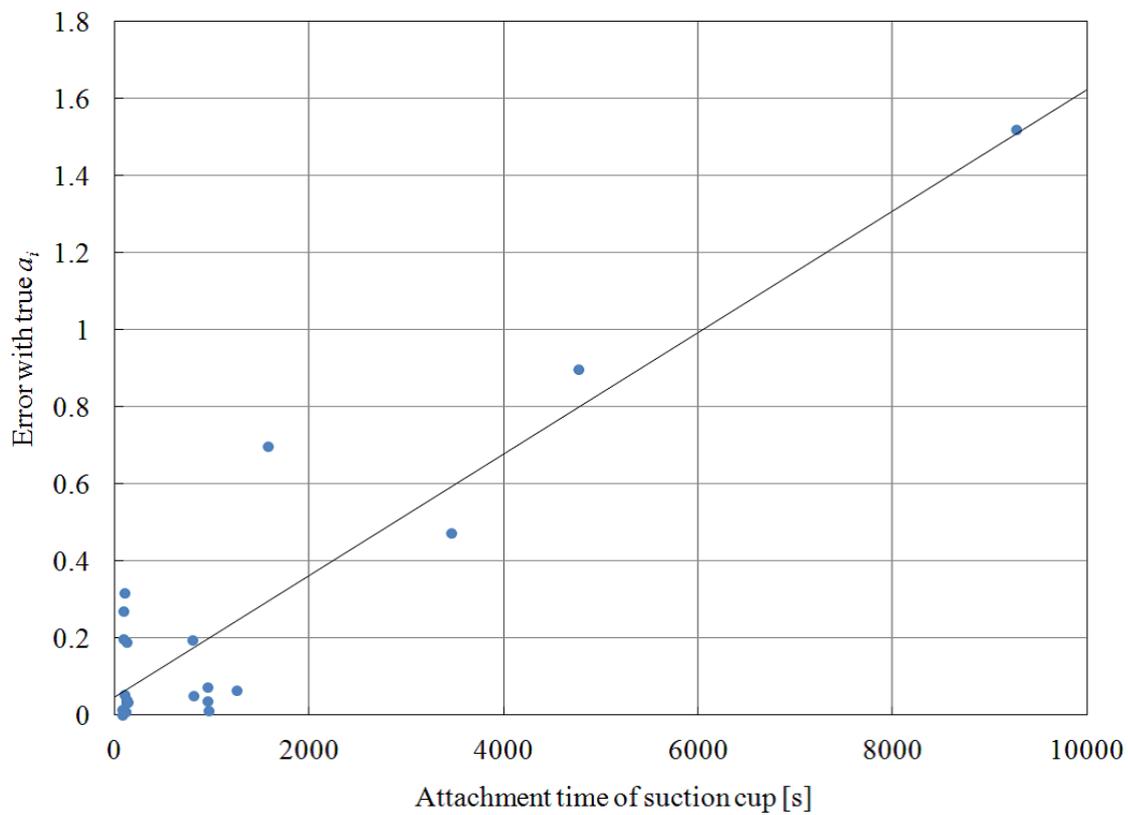


Fig B.5: Comparison result of ψ_{p2} .

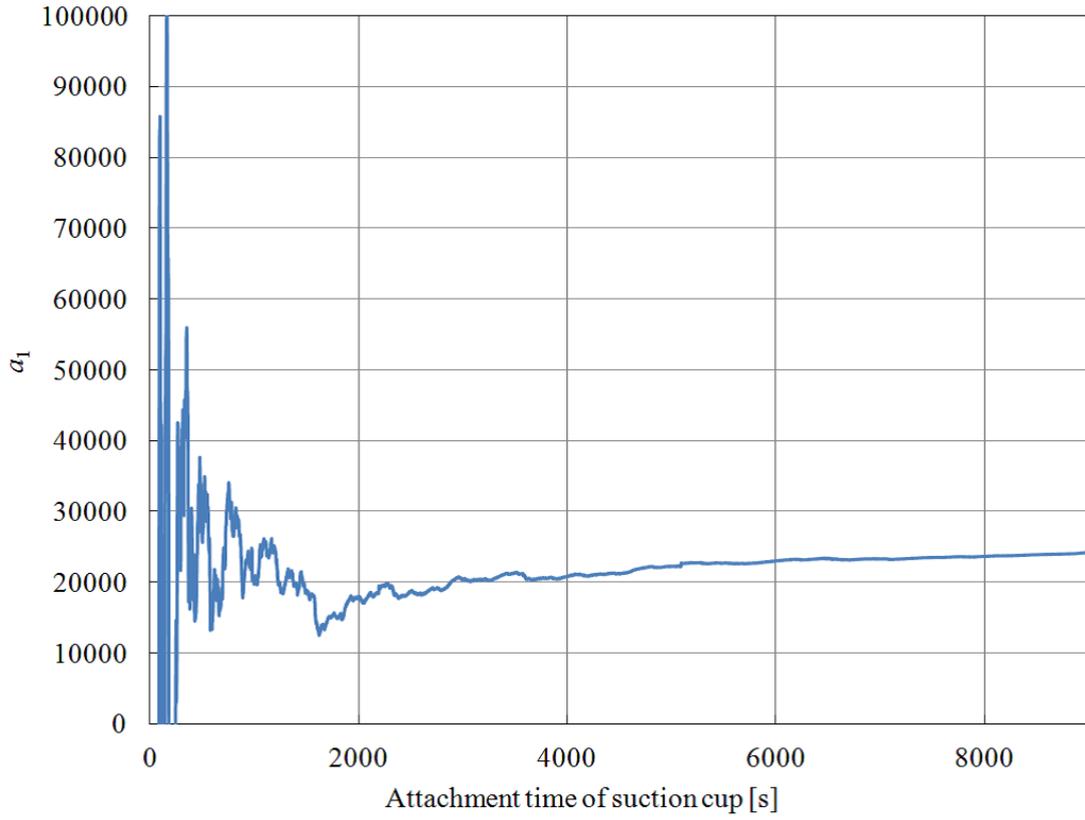


Fig B.6: ψ_{p2} result of long attachment case.

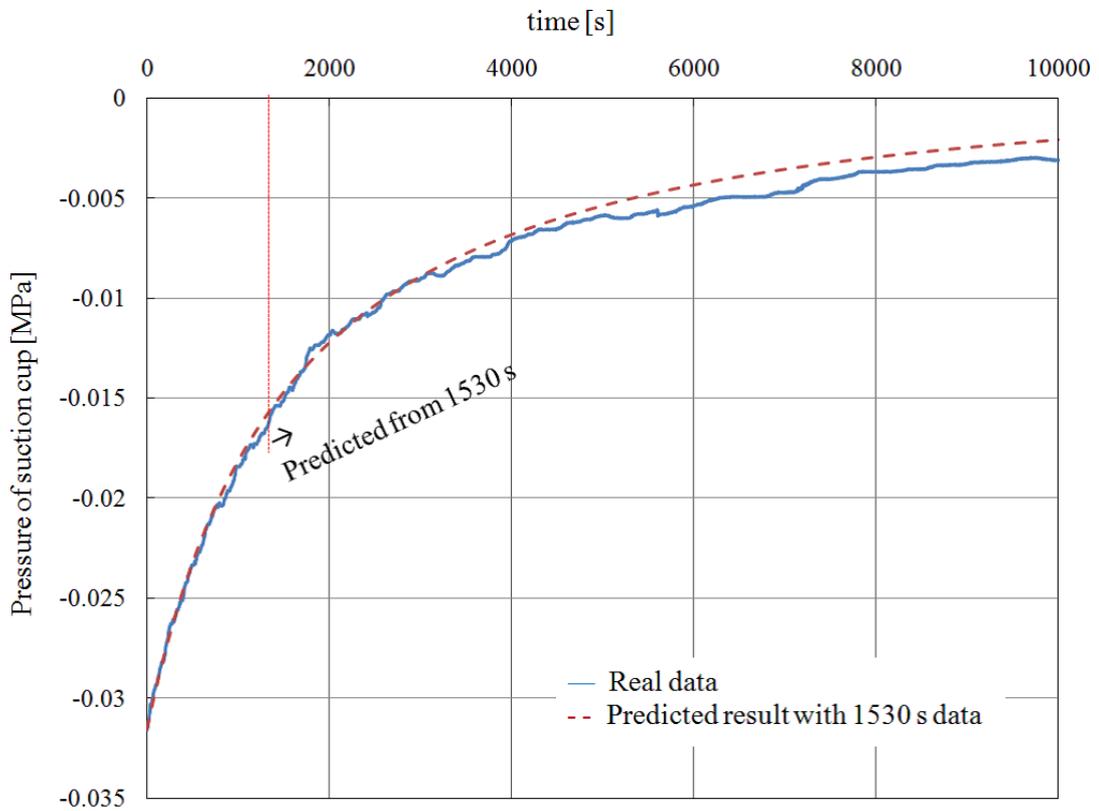


Fig B.7: Measured pressure decrement result of long attachment case.